



**TUGAS AKHIR - TM 141585**

**SIMULASI CYCLE-TEMPO VARIASI PEMBAGIAN  
BEBAN GAS *TURBINE* DAN *STEAM TURBINE*  
TERHADAP PERFORMA PLTGU PJB UP  
GRESIK**

**RIJAL FATHONI  
NRP 2112100075**

**Dosen Pembimbing :  
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME**

**JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2016**



**TUGAS AKHIR - TM 141585**

# **THERMODYNAMIC STUDY ON A COMBINED CYCLE POWER PLANT OF 500 MW AT VARIED LOAD USING CYCLE-TEMPO**

**RIJAL FATHONI**

Registration No. 2112100075

Academic Advisor :

Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME

**DEPARTMENT MECHANICAL ENGINEERING**

Faculty of Industrial Technology

Sepuluh Nopember Institute of Technology

Surabaya 2016

# **SIMULASI CYCLE-TEMPO VARIASI PEMBAGIAN BEBAN GAS TURBINE DAN STEAM TURBINE TERHADAP PERFORMA PLTGU PJB UP GRESIK**

## **TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
Pada Bidang Studi Teknik Konversi Energi  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**RIJAL FATHONI**

NRP. 2112 100 075

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME  
(NIP. 195312191981031001)

(Pembimbing)

2. Ary Bachtiar K.P., ST, MT, Phd.  
(NIP. 197105241997021001)

(Penguji I)

3. Bb. Arip Dwiyanoro, ST, M.Eng, Phd.  
(NIP. 197804012002121001)

(Penguji II)

4. Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng.  
(NIP. 196505051990031005)

(Penguji III)

**SURABAYA**

**Juli, 2016**

# **SIMULASI CYCLE-TEMPO VARIASI PEMBAGIAN BEBAN *GAS TURBINE* DAN *STEAM TURBINE* TERHADAP PERFORMA PLTGU PJB UP GRESIK**

**Nama Mahasiswa : Rijal Fathoni**  
**NRP : 2112 100 075**  
**Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS**  
**Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh  
Widodo, M.E.**

## **ABSTRAK**

Energi listrik merupakan salah satu kebutuhan masyarakat yang setiap hari digunakan. Untuk menyediakan kebutuhan listrik yang meningkat, PLN selaku perusahaan penyedia listrik di Indonesia berusaha meningkatkan efisiensi dan kapasitas produksi listrik. Salah satu cara untuk meningkatkan efisiensi termal atau menurunkan nilai *heat rate* pembangkit adalah dengan mengombinasikan siklus Brayton dengan siklus Rankine, atau yang biasa disebut dengan *Combined Cycle*. *Combined Cycle* adalah siklus yang digunakan pada Pembangkit Listrik Tenaga Gas-Uap (PLTGU). Nilai *heat rate* PLTGU dipengaruhi oleh daya yang dihasilkan *gas turbine* dan *steam turbine*. Pada operasi harian, pembagian beban pada *gas turbine* dan *steam turbine* cenderung tidak tetap. Dengan pola pembagian beban yang tidak tetap, nilai *heat rate* pembangkit juga berubah. Oleh karena itu perlu dilakukan penelitian lebih lanjut tentang pengaruh modifikasi beban *gas turbine* dan *steam turbine* terhadap *heat rate* PLTGU.

Penelitian tentang pengaruh modifikasi beban turbin dilakukan dengan cara simulasi pada *software* Cycle-Tempo. Objek yang disimulasikan adalah PLTGU PT PJB UP Gresik berkapasitas 500 MW. PLTGU ini menggunakan skema 3-3-1 (3

*gas turbine*, 3 HRSG, dan 1 *steam turbine*) pada operasi harian, namun juga bisa dioperasikan dengan skema 2-2-1 maupun 1-1-1. Pemodelan dan data *properties* yang digunakan pada simulasi adalah data *heat balance*. Simulasi dilakukan dengan tiga variasi modifikasi pembebanan *gas turbine* dan *steam turbine*, dimana hasil daya total blok mampu memenuhi beban blok sesuai data *heat balance*. Modifikasi dilakukan dengan melakukan perhitungan perkiraan awal (*pre-calculation*) yang berisi prediksi daya yang bisa dibangkitkan *steam turbine* apabila pembebanan *gas turbine* dimodifikasi. Berdasarkan batasan-batasan yang ditentukan, modifikasi tidak dapat dilakukan pada beban blok 100% dan 110% karena nilai daya total yang dihasilkan tidak dapat memenuhi nilai target daya sesuai *heat balance* apabila dilakukan modifikasi daya *gas turbine* yang lebih rendah.

Hasil yang didapatkan dari simulasi dengan *software* Cycle-Tempo yaitu nilai *heat rate* tertinggi PLTGU pada kondisi *existing* sebesar 2217.30 kCal/kWh pada beban 50%, sedangkan nilai *heat rate* terendah sebesar 1861.75 kCal/kWh pada beban 100%. Nilai *heat rate* menurun secara signifikan setelah dilakukan modifikasi pembebanan, yaitu sebesar 2024.77 kCal/kWh pada beban 50% dan 1962.4 kCal/kWh pada beban 75%.

**Kata kunci:** PLTGU, *heat rate*, modifikasi pembebanan, Cycle-Tempo.

# **THERMODYNAMIC STUDY ON A COMBINED CYCLE POWER PLANT OF 500 MW AT VARIED LOAD USING CYCLE-TEMPO**

**Name** : Rijal Fathoni  
**NRP** : 2112100075  
**Department** : Teknik Mesin, FTI-ITS  
**Advisor** : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo,  
ME.

## **ABSTRACT**

*A Combined Cycle is a gas-steam power plant cycle that combines Brayton Cycle with Rankine Cycle. The main purpose of a Combined Cycle is to increase the plant thermal efficiency or to decrease the plant heat rate. The Combined Cycle heat rate is dictated by the total heat supplied to the combustion chamber and the power generated at gas and steam turbines. The load of the plant is distributed to both turbines in such way to obtain higher thermal efficiency. It is therefore the scheme of load distribution on a combined cycle power plant must be studied and analyzed thoroughly.*

*The object of this study is a 500 MW Combined Cycle power plant of 3 gas turbines, 3 HRSG and 1 steam turbine. Each of the gas turbine generates 100 MW at continuous operation (capable to generate 123 MW for several hours at peak load operation) and the capacity of the steam turbine is 200 MW MCR. The plant is simulated to experience series of load 50%, 75%, 100% and 110%. This study is carried out at Cycle-Tempo software based on available heat balance data.*

*Based on the simulation result with any modifications and partial loading of gas turbine, we obtain the best plant heat rate for 50% and 75% load of the plant. For 50% plant partial load (261.6 MW), the lowest plant heat rate is 2024.77 kCal/kWh*

*at 2-2-1 configuration. For 75% load (396.9 MW), the lowest plant heat rate is 1962.4 kCal/kWh with 3-3-1 configuration.*

***Keywords : Combined Cycle Power Plant, heat rate, partial load modification, Cycle-Tempo***

## DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	i
ABSTRACT.....	iii
KATA PENGANTAR .....	v
DAFTAR ISI .....	viii
DAFTAR GAMBAR .....	x
DAFTAR TABEL .....	xii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	3
1.3 Batasan Masalah .....	3
1.4 Tujuan Penelitian .....	3
1.5 Manfaat Penelitian .....	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Siklus Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) .....	5
2.1.1 Siklus Brayton .....	5
2.1.2 Analisis Termodinamika Siklus Brayton .....	6
2.2 Siklus Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) .....	9
2.2.1 Siklus Rankine .....	9
2.2.2 Analisis Termodinamika Siklus Rankine .....	10
2.3 Siklus Pembangkit Listrik Tenaga Gas-Uap (PLTGU) .....	12
2.3.1 Siklus Kombinasi .....	12
2.3.2 Analisis Termodinamika Siklus Kombinasi .....	14
2.4 <i>Software</i> Cycle-Tempo 5.0 .....	16
2.5 Penelitian Terdahulu .....	19
2.5.1 M. Iqbal Muttaqin .....	19
2.5.2 Sekar Satiti .....	20
BAB III METODOLOGI	
3.1 Persiapan .....	23
3.2 Pengumpulan Data .....	23
3.2.1 Data <i>Heat Balance</i> PLTGU .....	23



3.2.2	Data Operasi PLTGU .....	27
3.3	Perhitungan Performa PLTGU Berdasarkan <i>Heat Balance</i> .....	29
3.4	Pengerjaan Simulasi Software Cycle-Tempo .....	31
3.4.1	Pemodelan Sistem pada <i>Software Cycle-Tempo</i> Berdasarkan Data <i>Heat Balance</i> .....	31
3.4.2	Pemasukan Data <i>Properties</i> .....	31
3.4.3	Validasi Hasil Pemodelan pada <i>Software Cycle-Tempo</i> .....	36
3.4.4	Variasi Pembagian Beban Turbin Gas dan Turbin Uap .....	37
3.5	Analisis Performa PLTGU Hasil Simulasi dengan Variasi .....	38

#### BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN

4.1	Data PLTGU PJB UP Gresik Blok 3 .....	40
4.2	Pemodelan dan Simulasi Berdasarkan <i>Heat Balance</i> ....	42
4.3	Perbandingan dan Validasi Hasil Simulasi dengan kondisi <i>Existing</i> .....	43
4.4	Analisis Pengaruh Pembebanan dan Pembagian Beban .....	44
4.4.1	Performa PLTGU Berdasarkan Data <i>Heat Balance</i> (Kondisi Aktual) .....	44
4.4.2	Performa PLTGU Berdasarkan Hasil Simulasi ...	46
4.4.3	Perbandingan Nilai <i>Heat Rate</i> antara Hasil Simulasi dengan Kondisi Aktual .....	50
4.4.4	Hasil Simulasi dengan Modifikasi Pembebanan Terhadap Nilai <i>Heat Rate</i> .....	51

#### BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1	Kesimpulan .....	58
5.2	Saran .....	59
DAFTAR PUSTAKA .....		41
LAMPIRAN .....		42

## DAFTAR TABEL

Tabel 3.1. Data Operasi Harian PLTGU Blok 3 Tanggal 1 Oktober 2016 .....	27
Tabel 3.2. Perhitungan Performa PLTGU .....	29
Tabel 3.3. Perhitungan Performa Turbin Gas (Siklus Brayton) ...	30
Tabel 3.4. Perhitungan Performa Turbin Uap (Siklus Rankine) ...	30
Tabel 3.5. Perhitungan Efisiensi Sistem .....	30
Tabel 3.6. Perbandingan <i>Pressure Ratio Compressor Gas Turbine</i> pada Setiap Pembebanan .....	30
Tabel 3.7. Data Input Pemodelan .....	32
Tabel 3.8. Potensi Daya Total PLTGU dengan Kombinasi Jumlah <i>Gas Turbine</i> .....	39
Tabel 3.9. Variasi Jumlah dan Pembebanan <i>Gas Turbine</i> terhadap Daya Total PLTGU .....	39
Tabel 4.1. Perbandingan Hasil Simulasi Cycle-Tempo dengan Kondisi <i>Existing</i> .....	43
Tabel 4.2. <i>Heat Rate</i> dan Parameter Performa PLTGU Berdasarkan Data <i>Heat Balance</i> .....	45
Tabel 4.3. <i>Heat Rate</i> dan Parameter Performa PLTGU Berdasarkan Hasil Simulasi .....	49
Tabel 4.4. Perbandingan Hasil Simulasi dengan Perhitungan Kondisi Aktual .....	50
Tabel 4.5. Potensi Daya Total PLTGU dengan Kombinasi Jumlah <i>Gas Turbine</i> .....	54
Tabel 4.6. Variasi Jumlah dan Pembebanan <i>Gas Turbine</i> terhadap Daya Total PLTGU .....	54
Tabel 4.7. Hasil Simulasi dengan Modifikasi Beban <i>Gas Turbine</i> .....	55
Tabel 4.8 Perbandingan Analisis Kalor dan Daya Turbin pada Modifikasi Pembebanan .....	57

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1. PLTGU PJB UP Gresik .....	2
Gambar 2.1. Skema PLTG yang mengadopsi siklus Brayton. a.) Siklus terbuka. b.) Siklus tertutup .....	6
Gambar 2.2. Diagram p-v dan diagram T-s siklus Brayton .....	8
Gambar 2.3. Skema siklus Rankine .....	9
Gambar 2.4. Diagram T-s siklus Rankine ideal .....	11
Gambar 2.5. Ilustrasi dan bentuk fisik HRSG .....	14
Gambar 2.6. Skema siklus kombinasi .....	15
Gambar 2.7. Drawing window Cycle-Tempo 5.0 dan contoh pemodelan sistem pembangkit listrik tenaga gas- uap .....	17
Gambar 2.8. Contoh pemodelan siklus dan perhitungan matriks pada software Cycle-Tempo .....	18
Gambar 2.9. Efisiensi netto pembangkit terhadap pembebanan pada setiap konfigurasi .....	20
Gambar 2.10. Grafik perbandingan gross heat rate terhadap variasi pembebanan .....	21
Gambar 3.1 <i>Flowchart</i> Metodologi Tugas Akhir .....	22
Gambar 3.2 Skema Alur Sistem PLTGU PJB UP Gresik .....	24
Gambar 3.3 <i>Heat Balance</i> PLTGU PT PJB UP Gresik Blok 3. a) Beban 50%. b) Beban 75%. c) Beban 100% .....	24
Gambar 3.4. Skema Proses PLTGU PJB UP Gresik Blok 3 .....	26
Gambar 3.5. Flowchart Pengerjaan Simulasi pada Software Cycle-Tempo .....	35
Gambar 3.6 Contoh Pemodelan PLTGU pada <i>Software</i> Cycle- Tempo .....	36
Gambar 3.7. Contoh Pemasukan Data pada Apparatus Combustor .....	36
Gambar 4.1. Pemodelan PLTGU PJB UP Gresik Blok 3 pada Software Cycle-Tempo .....	42
Gambar 4.2. Grafik Nilai Heat Rate PLTGU pada Setiap Pembebanan Berdasarkan Data Heat Balance (Kondisi Aktual) .....	46

Gambar 4.3. Resume Hasil Perhitungan Cycle-Tempo untuk Simulasi Pembebanan 100% .....	48
Gambar 4.4. Grafik Nilai Heat Rate PLTGU pada Setiap Pembebanan Berdasarkan Hasil Simulasi Software Cycle-Tempo .....	49
Gambar 4.5. Perbandingan Nilai Heat Rate PLTGU antara Hasil Simulasi dengan Perhitungan Aktual .....	50
Gambar 4.6. Skema Modifikasi Beban. a.) Beban 50% Variasi 1. b.) Beban 50% Variasi 2. c.) Beban 75% .....	53
Gambar 4.7. Grafik Nilai Heat Rate Hasil Simulasi dengan Modifikasi Beban Gas Turbine .....	57

## **LAMPIRAN**

Tabel A-1	Input Data Properties untuk Pemodelan PLTGU Skema 3-3-1
Tabel A-2	Resume Hasil Simulasi Cycle-Tempo PLTGU dengan Pembebanan 50%
Tabel A-3	Resume Hasil Simulasi Cycle-Tempo PLTGU dengan Pembebanan 75%
Tabel A-4	Resume Hasil Simulasi Cycle-Tempo PLTGU dengan Pembebanan 100%
Tabel A-5	Resume Hasil Simulasi Cycle-Tempo PLTGU dengan Pembebanan 110%
Tabel A-6	Resume Hasil Simulasi Cycle-Tempo PLTGU dengan Modifikasi Pembebanan 50% Versi Pertama
Tabel A-7	Resume Hasil Simulasi Cycle-Tempo PLTGU dengan Modifikasi Pembebanan 50% Versi Kedua
Tabel A-8	Resume Hasil Simulasi Cycle-Tempo PLTGU dengan Modifikasi Pembebanan 75%
Gambar A-9	Drawing Window Cycle-Tempo PLTGU dengan Pembebanan 50%
Gambar A-10	Drawing Window Cycle-Tempo PLTGU dengan Pembebanan 75%
Gambar A-11	Drawing Window Cycle-Tempo PLTGU dengan Pembebanan 100%
Gambar A-12	Drawing Window Cycle-Tempo PLTGU dengan Pembebanan 110%
Gambar A-13	Drawing Window Cycle-Tempo PLTGU dengan Modifikasi Pembebanan 50% Versi Pertama
Gambar A-14	Drawing Window Cycle-Tempo PLTGU dengan Modifikasi Pembebanan 50% Versi Kedua
Gambar A-15	Drawing Window Cycle-Tempo PLTGU dengan Modifikasi Pembebanan 75%

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Energi listrik merupakan salah satu kebutuhan masyarakat yang hampir setiap hari digunakan. Konsumsi energi listrik tiap tahun selalu meningkat. Berdasarkan data Perusahaan Listrik Negara (PLN), total energi yang terjual kepada pelanggan pada tahun 2013 sebesar 187.541,02 GWh. Konsumsi listrik diprediksi akan meningkat sebesar 8,46% per tahun. Untuk menyediakan kebutuhan listrik yang semakin meningkat, PLN selaku perusahaan penyedia listrik di Indonesia berusaha untuk meningkatkan efisiensi produksi listrik. Salah satu cara untuk meningkatkan efisiensi termal pembangkit adalah dengan mengombinasikan siklus Brayton dengan siklus Rankine, atau yang biasa disebut dengan *Combined Cycle*. Tujuan utama *Combined Cycle* adalah memanfaatkan energi panas dari gas buang keluaran turbin gas yang masih memiliki energi termal cukup tinggi, dimana temperatur gas buang turbin gas mencapai 500 °C. Pembangkit listrik yang menggunakan *Combined Cycle* disebut PLTGU.

PT PJB Unit Pembangkitan (UP) Gresik adalah salah satu pembangkit yang menggunakan *Combined Cycle*. Kapasitas maksimum PLTGU PJB Gresik sebesar 1500 MW yang dibagi menjadi 3 blok. Tiap 1 blok terdiri dari 3 turbin gas, 3 *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG), dan 1 turbin uap. Kapasitas maksimum tiap blok sebesar 500 MW, dengan rincian 100 MW tiap turbin gas dan 200 MW tiap turbin uap. Namun dalam pelaksanaannya, untuk membangkitkan daya dari *steam turbine* tidak harus membutuhkan energi dari 3 *gas turbine*. Setidaknya 1 *gas turbine* dan 1 HRSG dibutuhkan untuk mengoperasikan *steam turbine*. Ketika satu atau dua gas turbine sedang mengalami gangguan atau sedang mengalami overhaul, pengoperasian PLTGU dapat dilakukan dengan formasi 2-2-1 (2 gas turbine, 2

HRSG, 1 steam turbine) atau 1-1-1 (1 gas turbine, 1 HRSG, 1 steam turbine).

Penggunaan turbin gas dan turbin uap memiliki pertimbangan tersendiri. Turbin gas memiliki efisiensi termal yang lebih rendah dibanding turbin uap apabila digunakan secara terpisah. Namun turbin gas memiliki keunggulan waktu *start-up* yang lebih cepat, yaitu sekitar 2 jam, sedangkan turbin uap membutuhkan waktu sekitar 12 jam untuk *start-up*. Turbin uap digunakan untuk memenuhi kebutuhan beban dasar (*base load*), sedangkan turbin gas digunakan untuk beban puncak. Namun untuk PLTGU UP Gresik yang berkapasitas relatif besar dan memegang porsi besar dalam memasok kebutuhan listrik di Jawa-Bali, *gas turbine* dan *steam turbine* beroperasi sepanjang waktu.

Dalam pengoperasian sehari-hari, besaran daya yang dihasilkan tiap blok bergantung pada permintaan konsumen yang distribusinya diatur oleh Penyaluran dan Pusat Pengatur Beban Jawa Bali (P3B-JB) PLN. Besarnya daya yang dibebankan pada tiap unit atau blok selalu berubah-ubah setiap waktu. Tiap persentase pembebanan berpengaruh terhadap efisiensi dan *heat rate* pembangkit. Pada kondisi operasi harian, presentase daya hasil *steam turbine* tidak sebanding dengan presentase daya hasil *gas turbine*. Distribusi pembebanan yang tidak optimal menyebabkan energi termal dari gas buang keluaran turbin gas



Gambar 1.1 PLTGU PJB UP Gresik

banyak yang terbuang. Oleh karena itu diperlukan studi lebih lanjut untuk mengoptimalkan distribusi daya sehingga meningkatkan efisiensi termal.

## 1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah yang akan dibahas pada tugas akhir ini yaitu:

1. Bagaimana cara membuat pemodelan dan simulasi PLTGU menggunakan *software* Cycle-Tempo.
2. Bagaimana pengaruh pembebanan terhadap nilai *heat rate* pada PLTGU.
3. Bagaimana pengaruh modifikasi pembebanan pada masing-masing *steam turbine* dan *gas turbine* terhadap *heat rate* PLTGU.

## 1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah atau asumsi yang digunakan dalam penelitian ini diantaranya:

1. Analisis berdasarkan data operasi dan *heat balance* PLTGU PJB UP Gresik blok 3.
2. Operasi dalam keadaan *steady state*.
3. Perhitungan dilakukan dengan menggunakan analisis termodinamika.
4. Simulasi dilakukan dengan menggunakan *software* Cycle-Tempo.
5. Perubahan energi potensial dan energi kinetik diabaikan.
6. Simulasi tidak menyertakan sistem *gland seal*, *vent ejector*, *blow down steam* dan penambahan *make up water*.

## 1.4 Tujuan Penelitian

Berdasarkan keadaan pada latar belakang dan rumusan masalah di atas, tujuan penelitian ini yaitu:



1. Membuat pemodelan dan simulasi PLTGU menggunakan *software* Cycle-Tempo.
2. Mengetahui pengaruh pembebanan terhadap nilai *heat rate* pada PLTGU.
3. Mengetahui pengaruh modifikasi pembebanan pada masing-masing *steam turbine* dan *gas turbine* terhadap *heat rate* PLTGU.

### **1.5 Manfaat Penelitian**

1. Sebagai referensi tambahan untuk penelitian lebih lanjut tentang pengaruh modifikasi pembebanan tiap turbin pada PLTGU.
2. Sebagai rekomendasi bagi PLTGU PJB UP Gresik tentang pembagian beban pada masing-masing *gas turbine* dan *steam turbine* agar mencapai *heat rate* minimum.

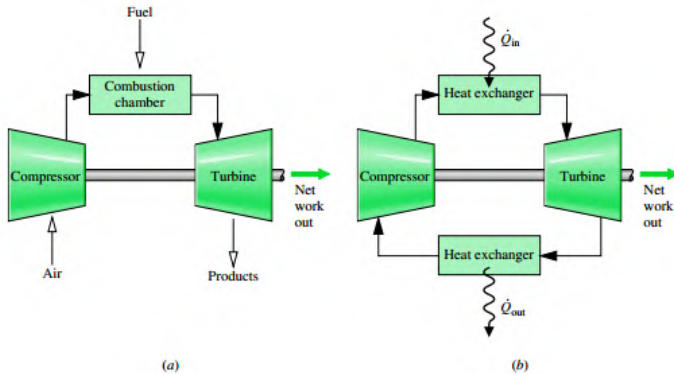
## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Siklus Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG)

#### 2.1.1 Siklus Brayton

Siklus tenaga gas, atau yang biasa disebut siklus Brayton, adalah siklus pembangkit listrik yang memanfaatkan gas hasil pembakaran sebagai fluida kerja. Pada siklus Brayton digunakan *gas turbine*, yaitu turbin yang mengubah energi yang terkandung dalam gas panas menjadi energi mekanis. Energi mekanis yang dikonversi turbin gas digunakan untuk memutar *generator* sehingga menghasilkan energi listrik. Pembangkit listrik yang mengadopsi siklus Brayton disebut Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG)

Komponen utama yang terdapat pada PLTG yaitu: kompresor, ruang bakar, turbin gas dan *generator*. Siklus diawali dengan pemasukan udara pada kompresor. Kompresor adalah alat untuk memampatkan fluida berfase gas. Pemampatan udara berarti menambah jumlah massa udara yang masuk pada volume tertentu. Sesuai dengan sifat udara sebagai gas ideal, akibat penambahan jumlah massa pada volume yang tetap maka tekanan akan naik. Bertambahnya jumlah massa udara, yang diikuti kenaikan laju bahan bakar untuk mempertahankan *air-fuel ratio*, akan menghasilkan kenaikan energi termal yang dimiliki gas hasil pembakaran. Ruang bakar (*combustion chamber*) adalah komponen yang berfungsi sebagai tempat pembakaran udara. Pada *combustion chamber* diinjeksikan bahan bakar, dapat berupa *High Speed Diesel* (HSD) maupun *natural gas*, melalui beberapa nosel. Gas hasil pembakaran langsung diekspansikan di turbin. Turbin mengonversi energi panas gas hasil pembakaran menjadi energi kinetik berupa gerakan rotasi pada poros turbin. Turbin dikopel dengan poros kompresor dan *generator* sehingga energi kinetik turbin digunakan untuk menggerakkan kompresor dan *generator*.



Gambar 2.1 Skema PLTG yang mengadopsi siklus Brayton. a.) Siklus terbuka. b.) Siklus tertutup.

PLTG mempunyai kelebihan dibanding pembangkit dengan siklus lain yaitu waktu *start up* yang relatif cepat. Kelebihan ini membuat PLTG dapat diandalkan terutama untuk memenuhi beban puncak yang biasanya hanya terjadi pada jam-jam tertentu (tidak kontinyu).

### 2.1.2 Analisis Termodinamika Siklus Brayton

Pada siklus Brayton terdapat beberapa proses yang berlangsung terus-menerus. Siklus Brayton yang sering digunakan pada PLTG biasanya bersifat *open cycle* (siklus terbuka). Siklus Brayton terbuka adalah siklus Brayton yang mengambil fluida kerja dari udara sekitar (atmosfer) dan dibuang ke atmosfer pada akhir siklus. Urutan proses tersebut adalah:

- ♣ Proses 1-2:  
Proses kompresi terjadi pada kompresor, yaitu pemampatan udara dari atmosfer ( $p = p_{atm}$ ) menuju tekanan  $p_2$ .
- ♣ Proses 2-3:  
Proses 2-3 adalah proses pembakaran pada *combustion chamber*. Proses pembakaran dapat diasumsikan dengan penambahan kalor pada tekanan konstan.

- ♦ Proses 3-4:  
Proses 3-4 adalah proses ekspansi yang terjadi pada turbin. Proses ini disertai dengan perubahan energi dari energi panas gas buang menjadi energi kinetik berupa putaran poros turbin.
- ♦ Proses 4-1:  
Proses 4-1 merupakan pelepasan kalor gas buang. Pada siklus tertutup, proses ini berupa pertukaran kalor pada suatu *heat exchanger* sehingga terjadi perpindahan panas dari gas buang menuju fluida pendingin. Temperatur gas buang akan menurun dan gas buang memasuki kompresor untuk memulai proses 1-2. Pada siklus terbuka, gas buang dilepas di atmosfer dan kompresor mengambil udara dari lingkungan untuk memulai proses 1-2.

Perhitungan kerja dan perpindahan kalor yang terjadi pada setiap komponen dapat dievaluasi dengan persamaan hukum kekekalan energi. Dengan mengasumsikan tidak ada perpindahan kalor dari turbin dan kompresor ke lingkungan, *steady state system*, serta perubahan energi kinetik dan energi potensial diabaikan, maka kerja dan kalor masing-masing komponen tiap satuan laju massa adalah:

- ♦ Kerja yang dibutuhkan kompresor:

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \quad \dots\dots\dots (2.1)$$

- ♦ Kalor yang dimasukkan pada ruang bakar:

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_3 - h_2 \quad \dots\dots\dots (2.2)$$

- ♦ Kerja yang dihasilkan turbin:

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_3 - h_4 \quad \dots\dots\dots (2.3)$$

- ♦ Kalor yang dibuang:

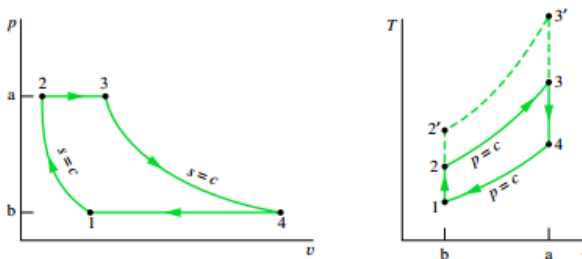
$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = h_4 - h_1 \quad \dots\dots\dots (2.4)$$

Urutan proses pada siklus Brayton dapat ditinjau melalui diagram p-v dan diagram T-s pada Gambar 2.2.

Efisiensi siklus adalah perbandingan antara besarnya daya yang dihasilkan siklus terhadap daya yang dibutuhkan. Pada siklus Brayton, besarnya efisiensi dapat dievaluasi berdasarkan daya yang dihasilkan *generator* dibanding daya bahan bakar yang dibutuhkan pada proses pembakaran. Daya yang dihasilkan *generator* adalah selisih antara daya yang dihasilkan turbin dengan daya yang dibutuhkan kompresor. Nilai efisiensi biasanya ditunjukkan dalam satuan persentase. Secara matematis, nilai efisiensi siklus Brayton adalah:

$$\eta = \frac{\dot{W}_t/\dot{m} - \dot{W}_c/\dot{m}}{\dot{Q}_{in}/\dot{m}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \quad \dots\dots\dots (2.5)$$

Selain efisiensi, parameter yang dipertimbangkan dalam menganalisa performa pembangkit adalah *heat rate*. *Heat rate* adalah perbandingan banyaknya kalor yang dibutuhkan pembangkit terhadap daya listrik yang dihasilkan. Pada siklus Brayton, kalor didapatkan dari pembakaran sejumlah massa bahan bakar di *combustor*. Nilai *heat rate* yang semakin kecil menunjukkan performa pembangkit yang lebih baik. Nilai *heat rate* biasanya ditunjukkan dalam satuan kCal/kWh.



Gambar 2.2 Diagram p-v dan diagram T-s siklus Brayton.

Secara matematis, nilai *heat rate* suatu pembangkit adalah:

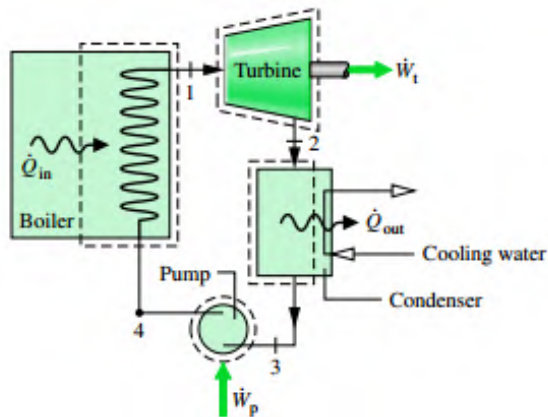
$$\text{Heat rate} = \frac{\dot{Q}_{\text{input}}}{\dot{W}_{\text{generator}}} = \frac{\dot{m}_{\text{bb}} \times \text{HV}_{\text{bb}}}{\dot{W}_{\text{generator}}} \dots\dots\dots (2.6)$$

## 2.2 Siklus Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU)

### 2.2.1 Siklus Rankine

PLTU adalah pembangkit listrik yang memanfaatkan energi dari uap air (*steam*). Siklus kerja yang digunakan disebut siklus Rankine. Pada siklus Rankine, uap air (*steam*) yang berperan sebagai fluida kerja akan diuapkan dan dikondensasikan secara bergantian sehingga mencapai tingkat keadaan tertentu dan dapat menghasilkan energi mekanik. Energi mekanik yang dihasilkan akan digunakan untuk memutar *generator* sehingga menghasilkan listrik.

Komponen utama yang terdapat pada siklus Rankine yaitu *boiler*, turbin, kondensor, dan pompa air umpan (*feedwater*). *Boiler* adalah perangkat untuk memanaskan air hingga berubah fase menjadi *steam*. Pada boiler terdapat penambahan kalor yang berasal dari proses pembakaran. Bahan bakar yang digunakan



Gambar 2.3 Skema siklus Rankine

untuk pembakaran di *boiler* dapat berupa batubara, *natural gas*, maupun *High Speed Diesel* (HSD).

*Steam* yang terbentuk dari *boiler* mempunyai temperatur dan tekanan yang tinggi, sehingga *steam* memiliki kandungan energi termal yang tinggi. Kandungan energi termal inilah yang dikonversi oleh turbin menjadi energi gerak berupa putaran. Putaran poros turbin yang dikopel dengan *generator* akan menghasilkan energi listrik. Pada turbin terjadi proses ekspansi yaitu proses penurunan tekanan dan temperatur sehingga *steam* berubah fase menjadi fase uap jenuh ataupun campuran uap-cair.

Setelah diekspansikan di turbin, selanjutnya *steam* dikondensasikan di kondensor. Kondensor merupakan alat penukar panas (*heat exchanger*) yang bertujuan mengubah *steam* menjadi air. Pada kondensor dialirkan fluida pendingin untuk menyerap kalor dari *steam*. Salah satu jenis kondensor yang sering digunakan adalah jenis *shell and tube heat exchanger*, dimana fluida pendingin dialirkan di dalam *tube* dan *steam* dialirkan pada sisi *shell*. Tekanan yang diberikan pada kondensor biasanya berupa tekanan vakum. Hal ini bertujuan untuk memperbesar luasan kerja yang dihasilkan siklus. Luasan kerja siklus Rankine dapat dilihat pada Gambar 2.4. Setelah dikondensasikan, air akan dialirkan menggunakan pompa (*feedwater pump*) menuju *boiler* untuk dipanaskan dan proses siklus akan terulang kembali secara berurutan.

### 2.2.2 Analisis Termodinamika Siklus Rankine

Pada siklus Rankine terdapat beberapa proses yang bersifat kontinyu dan berurutan. Urutan proses tersebut adalah:

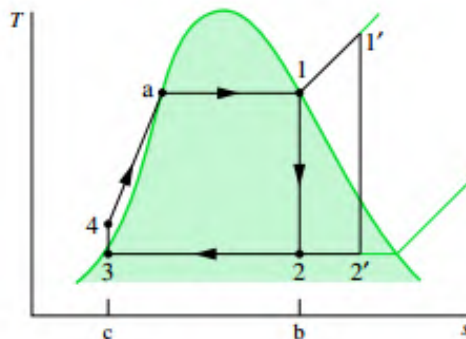
- ♦ Proses 1-2 adalah proses ekspansi pada turbin, dari tekanan  $p_1$  menuju tekanan kondensor  $p_2$ . Pada keadaan ideal, proses ini bersifat isentropik. Namun dalam keadaan aktual terdapat rugi-rugi panas maupun rugi-rugi lain sehingga proses ini tidak lagi isentropik.

- ♦ Proses 2-3 adalah proses kondensasi, yaitu perubahan fase dari fase gas (*steam*) menjadi fase cair (air). Proses ini terjadi pada tekanan konstan (*isobar*).
- ♦ Proses 3-4 adalah proses peningkatan tekanan pada pompa. Peningkatan tekanan bertujuan untuk menyirkulasikan air menuju *boiler* dan menyebabkan peningkatan temperatur.
- ♦ Proses 4-1 adalah proses penambahan kalor pada *boiler*. Efek dari penambahan kalor adalah meningkatnya tekanan dan temperatur air hingga berubah fase menjadi *steam*.

Perhitungan kerja dan kalor pada tiap komponen dapat dievaluasi dengan persamaan kesetimbangan energi pada masing-masing tingkat keadaan. Untuk keseluruhan sistem dapat berlaku asumsi: beroperasi dalam keadaan *steady state*, serta perubahan energi kinetik dan energi potensial diabaikan. Besarnya kerja dan kalor pada masing-masing komponen adalah:

- ♦ Kerja yang dihasilkan turbin:

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_1 - h_2 \quad \dots\dots\dots (2.7)$$



Gambar 2.4 Diagram T-s siklus Rankine ideal



- ♣ Kalor yang dibuang pada kondensor:

$$\frac{\dot{Q}_{\text{out}}}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \quad \dots\dots\dots (2.8)$$

- ♣ Kerja yang dibutuhkan pompa:

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = h_4 - h_3 \quad \dots\dots\dots (2.9)$$

- ♣ Kalor yang dimasukkan pada boiler:

$$\frac{\dot{Q}_{\text{in}}}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \quad \dots\dots\dots (2.10)$$

Nilai efisiensi siklus Rankine dapat dihitung berdasarkan daya netto yang dihasilkan siklus dan besarnya kalor yang dibutuhkan. Daya netto siklus Rankine adalah selisih antara daya yang dihasilkan turbin dengan daya yang dibutuhkan pompa *feedwater*. Nilai efisiensi siklus Rankine adalah:

$$\eta = \frac{\dot{W}_t/\dot{m} - \dot{W}_p/\dot{m}}{\dot{Q}_{\text{in}}/\dot{m}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4} \quad \dots\dots\dots (2.11)$$

## 2.3 Siklus Pembangkit Listrik Tenaga Gas-Uap (PLTGU)

### 2.3.1 Siklus Kombinasi

Siklus kombinasi (*Combined Cycle*) adalah siklus pembangkit listrik yang mengombinasikan siklus Brayton dengan siklus Rankine. Alasan utama yang melatarbelakangi siklus kombinasi adalah adanya potensi kerja yang cukup besar terbuang pada siklus Brayton. Potensi kerja tersebut berupa gas buang turbin yang memiliki temperatur relatif tinggi (sekitar 500 °C). Pada siklus Brayton terbuka, gas buang turbin dibuang ke atmosfer. Oleh karena itu, nilai efisiensi siklus Brayton relatif rendah, yaitu sekitar 20% s/d 30%.

Gas buang turbin yang bertemperatur tinggi dapat dimanfaatkan sebagai sumber panas. Siklus ini merupakan kombinasi antara siklus Brayton dengan siklus Rankine yang

memanfaatkan gas buang turbin sebagai sumber energi kalor untuk menguapkan air menjadi *steam*. Proses penyerapan kalor dari gas buang menuju air dilakukan pada komponen *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG). HRSG menggantikan peran *boiler* sebagai pengubah air menjadi *steam* pada siklus kombinasi. Gambar 2.5 menunjukkan ilustrasi dan bentuk fisik salah satu HRSG di PLTGU PJB UP Gresik.

HRSG adalah komponen *heat exchanger* yang tersusun dari pipa-pipa yang dialiri air umpan di dalamnya dan dilewati gas buang pada sisi luarnya. Pipa-pipa HRSG dibagi menjadi beberapa bagian: *preheater*, *economizer*, *evaporator*, *superheater* I dan *superheater* II. *Preheater* adalah susunan pipa pertama yang bertujuan sebagai pemanas awal air umpan sehingga temperaturnya naik. *Economizer* mempunyai peran yang sama dengan *preheater* yaitu sebagai pemanas awal, tetapi temperatur keluaran *economizer* mendekati titik uap jenuh air umpan. *Evaporator* adalah komponen HRSG yang berfungsi memanaskan air umpan sehingga berubah fase menjadi uap jenuh. *Superheater* I dan *superheater* II berfungsi memanaskan uap air yang terbentuk di *evaporator* sehingga menjadi uap panas lanjut (*superheated steam*).

Komponen utama pada siklus kombinasi adalah gabungan dari komponen-komponen pada siklus Brayton dan siklus Rankine, tetapi komponen boiler digantikan dengan HRSG. Selain gabungan komponen siklus Brayton dan Rankine, terdapat komponen *deaerator* yang berfungsi membuang *Non-Condensable Gas* (NCG), yaitu gas-gas yang tidak dapat terkondensasi menjadi fase cair. Pada siklus ini, daya yang dihasilkan siklus adalah jumlah daya yang dihasilkan turbin pada siklus Brayton (turbin gas) dengan daya yang dihasilkan turbin pada siklus Rankine (turbin uap). Skema sederhana siklus kombinasi dapat dilihat pada Gambar 2.6.



Gambar 2.5 Ilustrasi dan bentuk fisik HRSG.

### 2.3.2 Analisis Termodinamika Siklus Kombinasi

Siklus kombinasi memiliki beberapa proses berkesinambungan yang terdapat pada dua subsistem, yaitu subsistem gas dan subsistem uap. Subsistem gas adalah serangkaian proses siklus Brayton, sedangkan subsistem uap adalah urutan proses siklus Rankine yang terdapat pada siklus kombinasi. Kedua subsistem ini berinteraksi pada komponen HRSG, dimana pada HRSG terjadi proses pertukaran panas dari gas buang menuju air. Pada Gambar 2.5, HRSG merupakan komponen *heat exchanger*. Dengan mengasumsikan HRSG sudah dalam keadaan tunak, perpindahan panas dengan lingkungan diabaikan, serta perbedaan energi kinetik dan energi potensial diabaikan, maka persamaan kesetimbangan energi pada HRSG adalah:

$$\dot{m}_v(h_7 - h_6) = \dot{m}_g(h_4 - h_5) \dots\dots\dots (2.12)$$

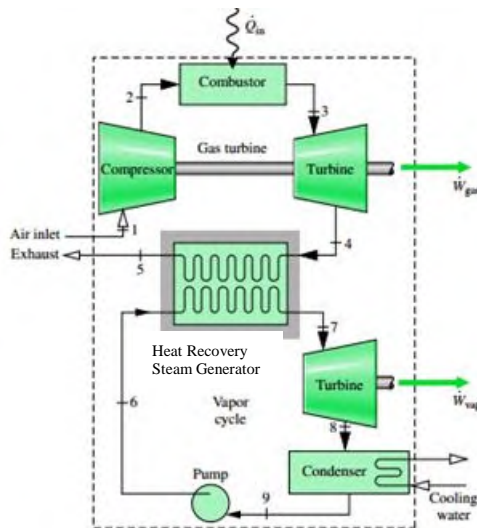
Indeks pada persamaan di atas mengacu pada gambar 2.5 tentang skema siklus kombinasi, dengan  $\dot{m}_v$  adalah laju massa steam dan  $\dot{m}_g$  adalah laju massa gas buang.

Perhitungan kerja dan kalor pada tiap komponen adalah hasil kali antara laju massa air umpan dengan perubahan entalpi fluida kerja pada masing-masing komponen. Nilai efisiensi siklus

dapat dievaluasi berdasarkan nilai daya netto keluaran turbin gas dan turbin uap terhadap kalor yang dimasukkan ke dalam siklus. Satu-satunya kalor yang dimasukkan ke dalam siklus kombinasi adalah bahan bakar yang diinjeksikan pada *combustion chamber* siklus Brayton. Karena daya turbin yang dihasilkan lebih banyak daripada daya turbin pada siklus tunggal (Brayton maupun Rankine) sedangkan kalor yang dimasukkan adalah sama, maka efisiensi siklus kombinasi lebih tinggi daripada siklus Rankine maupun siklus Brayton. Nilai efisiensi siklus kombinasi dapat dihitung dengan persamaan:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{\text{gas}} + \dot{W}_{\text{vap}}}{\dot{Q}_{\text{in}}} \dots\dots\dots (2.13)$$

dengan  $\dot{W}_{\text{gas}}$  dan  $\dot{W}_{\text{vap}}$  adalah daya netto keluaran turbin gas dan turbin uap.



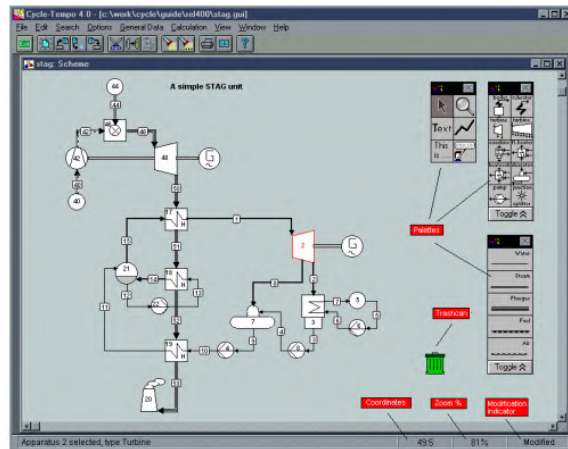
Gambar 2.6 Skema siklus kombinasi

## 2.4 Software Cycle-Tempo 5.0

*Software* Cycle-Tempo 5.0 adalah *software* simulasi yang dapat digunakan untuk memodelkan dan mengoptimasi sistem pembangkit tenaga listrik, kalor, dan siklus refrigerasi. Tujuan utama Cycle-Tempo adalah untuk mengetahui performa sistem yang dimodelkan. Performa sistem yang dapat dicari adalah nilai efisiensi, *heat rate*, dan konsumsi bahan bakar. Cycle-Tempo juga dapat digunakan untuk menghitung jumlah aliran massa dan energi yang dibutuhkan pada suatu siklus.

Penyusunan *apparatus* (komponen) dan pipa pada suatu siklus dapat dilakukan dengan berbagai kombinasi, sehingga *user* (pengguna) dapat membuat model sistem dengan variasi sebanyak-banyaknya. Kemudahan ini memungkinkan pengguna untuk memvariasikan kondisi *existing* suatu sistem lalu mengetahui efek variasi yang dilakukan terhadap performa sistem tersebut.

Pemodelan sistem dimulai dengan merangkai *apparatus* dan *medium* yang digunakan. Pengguna dapat memilih *apparatus* dan *medium* yang terdapat pada *palette*. Setelah *apparatus* dan *medium* selesai dirangkai, langkah selanjutnya adalah memasukkan *properties* yang diperlukan pada setiap *apparatus*. Tiap *apparatus* membutuhkan *input* data *properties* yang berbeda, namun sebagian besar berkaitan dengan tekanan dan temperatur. Setelah semua *apparatus* diisi dengan *properties* yang dibutuhkan, dapat dilakukan proses *running* untuk melihat konvergensi pemodelan sistem. Apabila tidak ada pesan *error* maka pemodelan tersebut telah konvergen.



Gambar 2.7 *Drawing window* Cycle-Tempo 5.0 dan contoh pemodelan sistem pembangkit listrik tenaga gas-uap.

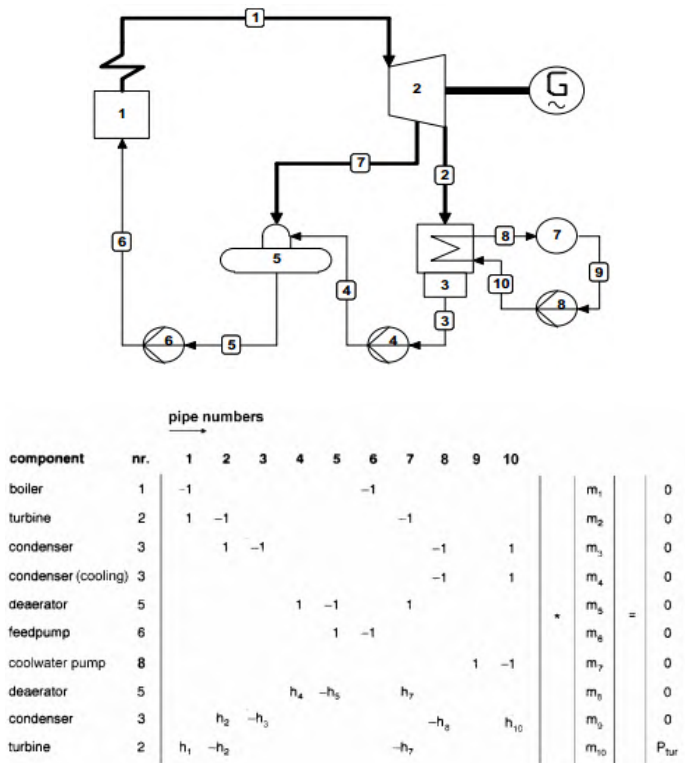
Sistem perhitungan yang digunakan *software* Cycle-Tempo adalah sistem matriks yang berdasarkan kesetimbangan massa dan kesetimbangan energi setiap *apparatus*. Kesetimbangan massa dan kesetimbangan energi pada suatu volumeatur ditunjukkan pada persamaan:

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \sum_i \dot{m}_i - \sum_e \dot{m}_e \quad \dots\dots\dots (2.14)$$

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_i \left( u_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{m}_e \left( u_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \quad \dots\dots\dots (2.15)$$

Sistem matriks dibangun berdasarkan jumlah *apparatus* dan pipa yang digunakan. Dengan memasukkan *properties* pada setiap *apparatus*, penyusunan matriks perhitungan dapat dilakukan. Matriks pemodelan yang dapat dihitung harus memenuhi persyaratan jumlah pipa (medium) yang digunakan sama dengan jumlah persamaan yang digunakan. Contoh

pemodelan siklus dan perhitungan matriks pada *software* Cycle-Tempo ditunjukkan pada Gambar 2.7. Proses perhitungan Cycle-Tempo dapat menggunakan beberapa asumsi, diantaranya kondisi pemodelan adalah *steady*, tidak ada sistem *blow down* dan *make up water*, dan reaksi pembakaran pada *combustor* sesuai dengan persamaan stoikiometri.



Gambar 2.8 Contoh pemodelan siklus dan perhitungan matriks pada *software* Cycle-Tempo.

## 2.5 Penelitian Terdahulu

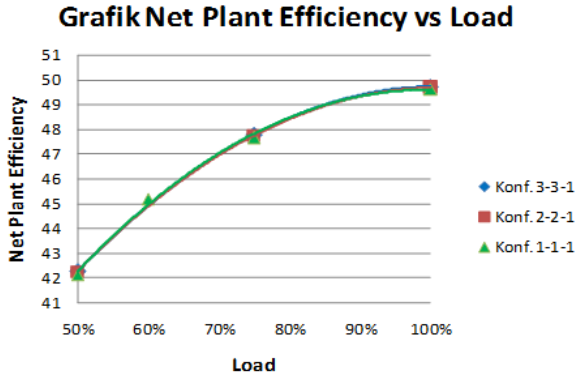
### 2.5.1 M. Iqbal Muttaqin

M. Iqbal Muttaqin [4] pada tahun 2016, dalam penelitiannya yang berjudul “**Simulasi *Combined Cycle Power Plant* 500 MW dengan Mode Konfigurasi Operasi 3-3-1 sebagai *Peak Load* dan *Base Load* dengan Menggunakan *Software Gatecycle***” menyimpulkan bahwa efisiensi siklus tertinggi dicapai ketika dioperasikan pada beban 500 MW (*peak load*) dengan formasi kombinasi 3-3-1, dengan nilai efisiensi mencapai 49,73%. Nilai efisiensi siklus ketika dioperasikan dengan beban 100 MW (*base load*) sebesar 45,18%. Formasi kombinasi, secara berurutan, menyatakan susunan jumlah *gas turbine*, HRSG, dan *steam turbine* yang digunakan.

Penelitian ini dilakukan dengan metode simulasi numerik menggunakan perangkat lunak Gate-Cycle. Data yang digunakan adalah data operasi PLTGU PJB UP Gresik. Simulasi ini dilakukan dengan variasi formasi kombinasi dan variasi beban. Formasi kombinasi yang dilakukan adalah 3-3-1, 2-2-1, dan 1-1-1, sedangkan variasi beban yang dilakukan adalah 50%, 60%, 75% dan 100%. Hasil yang didapatkan pada setiap variasi adalah nilai efisiensi siklus, daya netto, *heat rate*, konsumsi bahan bakar dan parameter-parameter lain.

Berdasarkan hasil simulasi, efisiensi siklus meningkat seiring dengan kenaikan beban (daya netto). Pada semua variasi formasi (3-3-1, 2-2-1, dan 1-1-1), efisiensi tertinggi dicapai pada beban 100%. Nilai *heat rate* berbanding terbalik dengan efisiensi siklus. Pada semua variasi formasi, nilai *heat rate* tertinggi terdapat pada beban 50% (variasi beban paling rendah). Gambar 2.9 menunjukkan salah satu grafik hasil penelitian yaitu grafik nilai efisiensi netto terhadap variasi pembebanan.





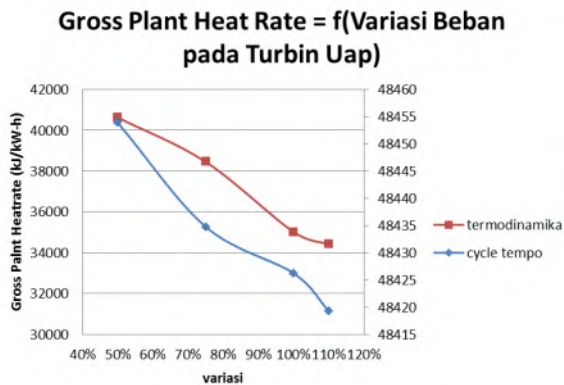
Gambar 2.9 Efisiensi netto pembangkit terhadap pembebanan pada setiap konfigurasi.

### 2.5.2 Sekar Satiti

Sekar Satiti [5] pada tahun 2016, dalam penelitiannya yang berjudul “**Analisis Peforma PLTU versus Variasi Beban pada Turbin Uap menggunakan Software Cycle Tempo**”, menganalisis parameter *heat rate* dan konsumsi bahan bakar. Hasil analisis menunjukkan bahwa nilai *heat rate* pada pembangkit berbanding terbalik terhadap kenaikan beban turbin, sedangkan nilai konsumsi bahan bakar meningkat terhadap kenaikan beban turbin. Hasil validasi *software* Cycle-Tempo menunjukkan nilai *error* sebesar  $1.8 \times 10^{-3}$  yang dievaluasi dari nilai *steam mass flow rate*.

Penelitian ini membandingkan performa PLTU yang dianalisis secara perhitungan manual dengan hasil yang didapatkan dari simulasi. Simulasi dilakukan dengan *software* Cycle-Tempo. Pemodelan dilakukan berdasarkan data dari *heat balance* sebagai kondisi *existing*. Simulasi dilakukan dengan variasi beban sebesar 50%, 75%, 100%, dan 110%. Hasil simulasi pada masing-masing variasi adalah nilai efisiensi, *heat rate*, konsumsi bahan bakar, dan parameter-parameter lain.

Nilai *gross heat rate* hasil simulasi terhadap variasi pembebanan, secara berurutan, sebesar 48453.86 kJ/kW-h; 48434.75 kJ/kW-h; 48426.21 kJ/kW-h dan 48419.28 kJ/kW-h. Berdasarkan perhitungan manual, nilai *gross heat rate* sebesar 40619.74 kJ/kW-h; 38449.03 kJ/kW-h; 35012.33 kJ/kW-h dan 34406.16 kJ/kW-h. Nilai konsumsi bahan bakar hasil simulasi sebesar 3.99 kg/s; 5.98 kg/s; 7.98 kg/s dan 8.77 kg/s, sedangkan konsumsi bahan bakar hasil perhitungan manual sebesar 3.35 kg/s; 4.75 kg/s; 5.77 kg/s dan 6.49 kg/s. Gambar 2.10 menunjukkan perbandingan nilai *gross heat rate* terhadap variasi pembebanan.

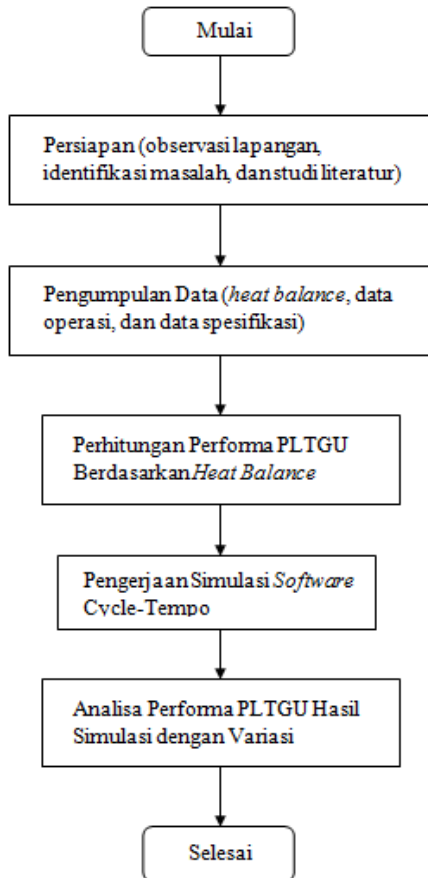


Gambar 2.10 Grafik perbandingan *gross heat rate* terhadap variasi pembebanan.



### BAB III METODOLOGI

Metodologi adalah kerangka dasar yang digunakan dalam pengerjaan tugas akhir. Pada metodologi tugas akhir terdapat urutan proses dan kegiatan yang dilakukan untuk memecahkan permasalahan yang dibahas. Urutan proses tersebut digambarkan pada Gambar 3.1.



Gambar 3.1 *Flowchart* Metodologi Tugas Akhir

### 3.1 Persiapan

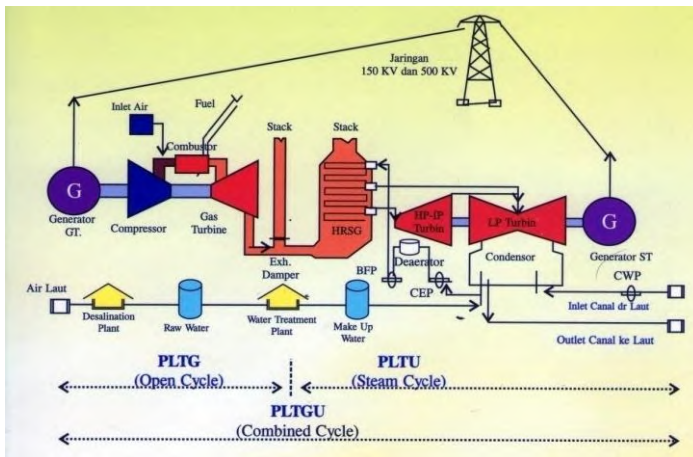
Tahap persiapan merupakan tahap awal yang bertujuan mencari gambaran awal untuk menentukan objek penelitian dan permasalahan yang akan dibahas pada Tugas Akhir. Tahap persiapan meliputi observasi lapangan, identifikasi masalah, dan studi literatur. Observasi lapangan adalah kegiatan mengamati keadaan lapangan suatu objek dan mempelajari apa yang dilakukan di tempat tersebut. Identifikasi masalah adalah proses mencari permasalahan yang dapat dibahas pada tugas akhir. Studi literatur adalah proses pengumpulan literatur yang dapat digunakan sebagai referensi dan dasar teori untuk penyelesaian tugas akhir. Objek penelitian yang digunakan adalah Pembangkit Listrik Tenaga Gas-Uap (PLTGU) PT PJB UP Gresik Blok 3 berkapasitas 500 MW. Permasalahan pada obyek ini adalah pembagian beban pada unit turbin uap dan turbin gas untuk operasi harian yang berpengaruh pada nilai efisiensi dan *heat rate* pembangkit. Literatur yang digunakan sebagai sumber referensi meliputi buku teks, jurnal, dan internet. Gambar 3.2 adalah skema alur sistem PLTGU PJB UP Gresik.

### 3.2 Pengumpulan Data

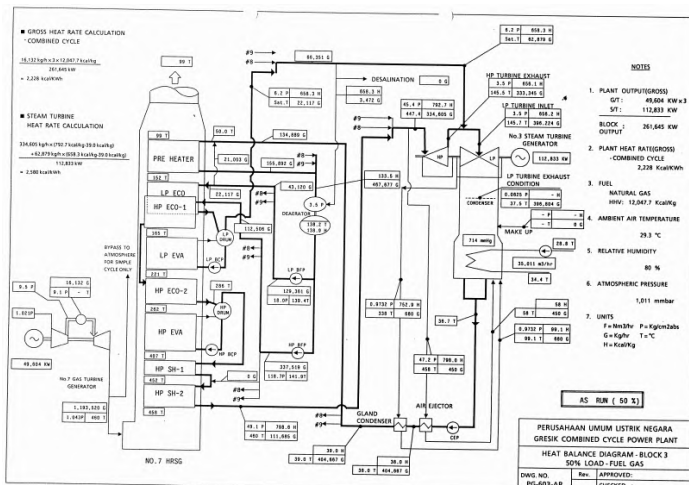
Data yang diperlukan dalam pengerjaan tugas akhir ini diantaranya *heat balance* PLTGU, data operasi, dan data spesifikasi PLTGU. *Heat balance* dan data spesifikasi digunakan untuk membuat pemodelan PLTGU pada *software* Cycle-Tempo. Data operasi digunakan untuk mempelajari karakteristik pembagian beban turbin gas dan turbin uap pada kondisi operasi harian.

#### 3.2.1 Data *Heat Balance* PLTGU

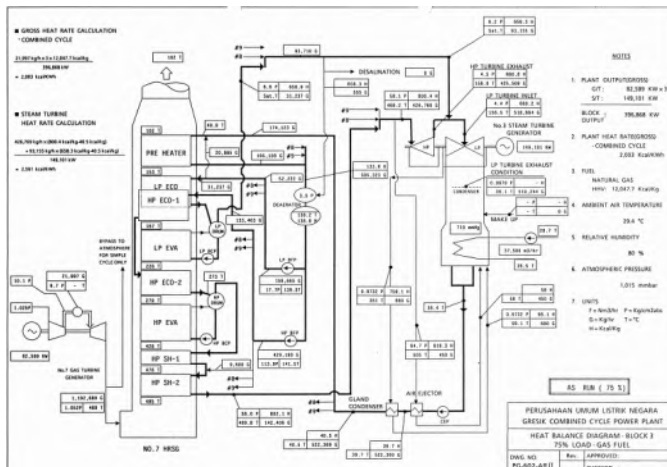
Data *heat balance* PLTGU didapat dari arsip dokumen PT PJB UP Gresik. *heat balance* yang digunakan adalah *heat balance* PLTGU Blok 3 yang menggunakan *natural gas* sebagai bahan bakar. Gambar 3.3 menunjukkan *heat balance* PLTGU Blok 3 pada kondisi operasi beban 50%, 75%, 100% dan *peak load*.



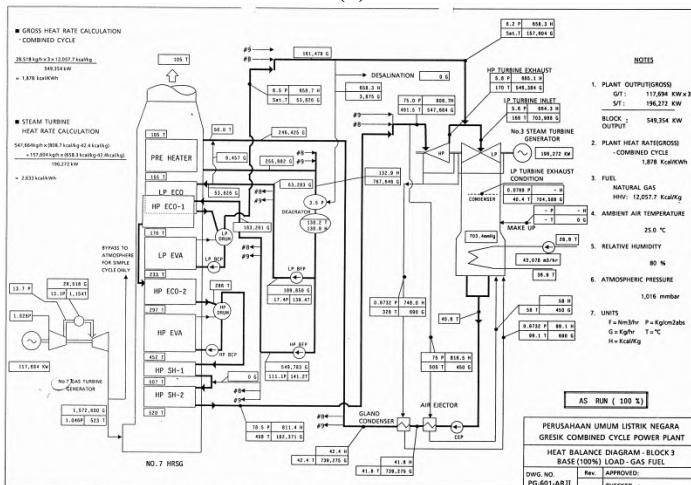
Gambar 3.2. Skema Alur Sistem PLTGU PJB UP Gresik.



Gambar 3.3 Heat Balance PLTGU PT PJB UP Gresik Blok 3  
Beban 50%



(a)



(b)

Gambar 3.3 (Lanjutan) Heat Balance PLTGU PT PJB UP Gresik  
Blok 3. a) Beban 75%. b) Beban 100%.



Gambar 3.4 Skema Proses PLTGU PJB UP Gresik Blok 3.



### 3.2.2 Data Operasi PLTGU

Data operasi berisi parameter-parameter yang dicatat pada setiap interval waktu tertentu. Data operasi yang digunakan pada Tugas Akhir ini adalah data operasi harian pada tanggal 1 Oktober 2015. Data operasi tersebut ditunjukkan pada Tabel 3.1

**Tabel 3.1 Data Operasi Harian PLTGU Blok 3 Tanggal 1 Oktober 2016**

		PT. PEMBANGKITAN JAWA BALI UNIT PEMBANGKITAN GRESIK				Nomor Dokumen : FM-A-G A.02-010						
		PJB INTEGRATED MANAGEMENT SYSTEM				Tanggal Terbit : 05 Juni 2012						
		FORMULIR				Revisi : 00						
LOG SHEET : Steam Turbine & HRSG (BCD)		LOG SHEET PLTGU				Halaman : 1						
UNIT : 1												
HARI / TANGGAL : 01-10-2015												
APR OPERATION		PARAMETER	SATUAN	PERF	0:00	6:00	9:00	14:00	16:00	21:00		
		Output High Limit	MW	526	500	500	500	500	500	500	500	
		Output Low Limit	MW	300	250	250	250	250	250	250	250	
		Load Demand	MW	525	387	316	450	449	380	382		
		# 1 GT Actual Load S/Coord	MW	114	79	61	96	95	77	76		
		# 2 GT Actual Load S/Coord	MW	114	80	61	96	95	75	74		
COOLING WATER	# 3 GT Actual Load S/Coord	MW	114	79	61	96	95	77	73			
	ST Actual Load	MW	196	144	132	163	167	149	144			
	Circulating Water Pump (CWP)	A-Condenser In	°C	28	28.2	27.5	28	28	28	28		
		B-Condenser In	°C	29	28.4	27.8	28	28	28	28		
	A-Condenser Out (CWP)	B-Condenser Out	°C	37	35.1	33.8	55	55	35	34		
		B-Condenser Out	°C	37	34.8	33.1	55	55	34	34		
	Out CCW Heat Exchanger	°C	34.6	34.6	33.3	32	32	34	34			
	Outlet Valve	A-Condenser	%	50	55	55	55	55	55	55		
		B-Condenser	%	50	55.8	55.4	55	55	55	55		
	CONDENSATE WATER	Condenser Vacuum	mmHg	705.7	695	702	689	683	696	697		
Condenser Water Temperature		°C	40.6	41	39.6	43	44	40	40			
CEP Outlet Pressure		°C	13.1	14.5	14.63	13.8	13.89	14.7	14.8			
CEP Outlet Temperature		°C	40.9	42	40.4	44	44	41	41			
Condenser Level		mm	862	782	764	772	767	809	799			
FEED WATER	Deaerator Inlet Water Temperature	°C	135.4	128	126	128	125	126	126			
	Inlet Water Flow	Ton/Jam	749	541	476	611	614	528	531			
	Deaerator Tank Pressure		2.5	2.494	2.51	2.49	2.5	2.5	2.5			
	Deaerator Tank Temperature	°C	137.5	136	136	136	136	136	136			
	Deaerator Tank Level	mm	2664	2608	2609	2610	2617	2609	2611			
	LP BFP Temperature	°C	134.5	136	136	136	136	136	136			
	LP BFP	LF BFP # B	Ton/Jam	62.6	48	51	65	68	55	54		
		Discharge Flow # C	Ton/Jam		55	57	70	72	61	58		
		Flow # D	Ton/Jam	61.6	38.2	48	62	63	55	54		
	LP Feed Water	Pressure		17.4	16.4	16.45	16.1	16.08	16.47	16.5		
		Temperature	°C	139.4	136	136	136	136	136	136		
		HP BFP Temperature	°C	133.9	136	136	136	136	136	136		
	HP BFP	HP BFP # B	Ton/Jam	183	145	125	151	154	141	140		
		Discharge Flow # C	Ton/Jam	181.7	140	120	155	157	141	139		
		Flow # D	Ton/Jam		142	102	130	133	122	120		
HP Feed Water		Pressure		106.1	119	114	109.5	108	113	112		
		Temperature	°C	141.2	138	139	139	138	139	139		
Preheater Temperature CV		%	22	0	0			0	0			
LP Feed Water	LP Feed Water	Temperature	°C	139.4	136	136	136	136	136	136		
		Flow	Ton/Jam	60.2	45	40.5	54.7	55	41.3	40.9		
		Pressure		16.1	16.4	16.47	16	16	16.4	16.4		
	LP Drum	Level	mm	-99	-93	-95	-102	-103	-100	-96		
		Pressure		5.8	5.45	5.42	5.6	5.6	5.4	5.4		
		Level CV	%	34	29	28.7	38	37	28	26		
	LP Steam	Temperature	°C	160	159.9	160	161	160	160	160		
		Flow	Ton/Jam	52.3	40.3	37.4	52	52	36.9	3.66		
		Pressure		5.3	5.1	5.07	5.15	5.15	5.09	5.06		
	LP BCP Suction Temperature	Temperature	°C	177	174	174.7	175	175	174	174		
		HP Feed Water	Temperature	°C	141.2	139	139	138	138	139	139	
		Flow	Ton/Jam	175	116	118	143	157	116	117		
	Pressure		105.4	53	52	108	186	114	113			

**Tabel 3.1 Data Operasi Harian PLTGU Blok 3 Tanggal 1 Oktober 2016 (Lanjutan)**

PARAMETER			SATUAN	PERF	0:00	6:00	9:00	14:00	16:00	21:00
HRSG # 1	HP Drum	Level	mm	-100	-85	-79	-102	-95	-96	-90
		Pressure	Ton/Jam	78.6	60.3	54.5	56.2	70	59	58
		Level CV Main/Small	%	24.6	29.5	11.8	20	21	13	14
	HP Steam	Temperature	°C	495	497	484	480	482	509	503
		Flow	Ton/Jam	144	131	118	149	148	130	126
		Pressure		74.6	58.9	52	67.5	69.2	58	57
	HP BCP Suction Temperature		°C	289.6	274	268	285	286	273	721
	DSH Inlet Temperature		°C	455	465	459	452	450	477	473
	DSH Outlet Temperature		°C	453	464	457	452	448	476	472
	GT Exhaust Gas Temperature		°C	523	518	497	513	514	533	531
	Inlet Gas Temperature	2 RY SH	°C	518	507	499	499	495	529	526
		1 RY SH	°C	506	498	488	487	487	515	511
		HP Evaporator	°C	445	435	426	433	434	444	442
		HP 2RY Eco	°C	296	286	279	297	298	285	284
		LP Evaporator	°C	233	231	231	237	236	228	227
		LP - HP 1RY Eco	°C	170	174	173	179	178	172	172
		Preheater	°C	155	158	157	163	162	157	157
		HRSG Exhaust Gas Temperature	°C	103	121	119	127	126	118	118
HRSG # 2	Preheater Temperature CV		%	22	0	0			0	0
	LP Feed Water	Temperature	°C	139.4	136	136	136	136	136	136
		Flow	Ton/Jam	60.2	35.4	36.5	52	49.6	33.9	33
		Pressure		16.1	16.3	16.4	16.03	16	16.5	0.164
	LP Drum	Level	mm	-100	-85	-101	-106	-116	-96	-99
		Pressure		5.8	5.43	5.38	5.56	5.56	5.4	5.4
		Level CV	%	34	16.7	16.5	32	30	14	16
		Temperature	°C	160	160	160	161	160	160	160
	LP Steam	Flow	Ton/Jam	52.3	37.7	32.7	48	55	35.6	35
		Pressure		5.3	5.06	5.04	5.12	5.13	5.05	5
	LP BCP Suction Temperature		°C	177	175	175	176	176	175	175
	HP Feed Water	Temperature	°C	141.2	139	139	138	139	139	139
		Flow	Ton/Jam	175	147	127	162	138	144	143
		Pressure		105.4	112	114	108	112	113	114
	HP Drum	Level	mm	-100	-95	-97	-106	-104	-99	-94
		Pressure	Ton/Jam	78.6	60.3	54.9	69.7	61.6	60	60
		Level CV Main/Small	%	24.6	8.9	8.3	13.5	9.3	8	8
		Temperature	°C	495	489	495	486	464	506	503
	HP Steam	Flow	Ton/Jam	144	132	136	150	138	144	143
		Pressure		74.6	58.1	52.8	67	59.3	59	58
		HRSG BCP Suction Temperature	°C	289.6	276	270	285	277	275	275
	DSH Inlet Temperature		°C	455	459	464	453	440	473	472
	DSH Outlet Temperature		°C	453	457	462	452	469	471	470
	GT Exhaust Gas Temperature		°C	523	510	511	510	486	526	525
	Inlet Gas Temperature	2 RY SH	°C	518	506	508	496	479	520	519
		1 RY SH	°C	506	493	495	485	467	508	506
		HP Evaporator	°C	445	433	430	432	417	444	442
		HP 2RY Eco	°C	296	285	278	296	287	285	284
		LP Evaporator	°C	233	224	218	232	230	220	220
		LP - HP 1RY Eco	°C	170	172	170	176	175	170	170
		Preheater	°C	155	157	155	160	168	156	155
		HRSG Exhaust Gas Temperature	°C	103	115	111.2	119	119	112	111
	Preheater Temperature CV		%	22	0	0			0	0
	LP Feed Water	Temperature	°C	139.4	136	136	136	136	136	136
		Flow	Ton/Jam	60.2	47.3	37.1	51.4	51	45	44
		Pressure		16.1	16.4	16.5	16	16	16.3	16.3
	LP Drum	Level	mm	-100	-90	-99	-98	-102	-96	-99
		Pressure		5.8	5.48	5.41	5.56	5.55	5.5	5.5
		Level CV	%	34	43	35	48.9	48	16	14
		Temperature	°C	160	160	159.8	160	160	160	160
	LP Steam	Flow	Ton/Jam	52.3	41.9	35.4	49.1	48	47	46
		Pressure		5.3	5.21	5.19	5.25	5.24	5.1	5.1
	LP BCP Suction Temperature		°C	177	176.5	176	176	176	176	176
	HP Feed Water	Temperature	°C	141.2	139	139	139	138	139	139
		Flow	Ton/Jam	175	160	142	189	181	161	160
		Pressure		105.2	113.4	114	108	111	113	112
		Level	mm	-100	-98	-101	-105	-84	-99	-96

**Tabel 3.1 Data Operasi Harian PLTGU Blok 3 Tanggal 1 Oktober 2016 (Lanjutan)**

PARAMETER			SATUAN	PERF	0.00	6.00	9.00	14.00	16.00	21.00
HRSG # 3	HP Drum	Pressure	Ton/Jam	78.6	60.2	54.9	68.6	69	61	60
		Level CV Main/Small	%	24.6	16	14.3	23.9	22	17	16
	HP Steam	Temperature	°C	495	477	478	488	473	467	466
		Flow	Ton/Jam	144	136	120	159	144	139	138
		Pressure		74.6	57.8	52.6	66	61	58	58
	HP BCP Suction Temperature		°C	289.6	276	270	284	281	277	276
	DSH Inlet Temperature		°C	455	449	452	455	442	441	440
	DSH Outlet Temperature		°C	453	442	443	450	441	434	433
	GT Exhaust Gas Temperature		°C	523	504	497	519	504	499	496
	Inlet Gas Temperature	2 RY SH	°C	518	495	496	509	596	482	480
		1 RY SH	°C	506	483	484	496	483	472	471
			°C	445	428	427	436	430	422	421
		HP 2RY Eco	°C	296	284	277	295	290	288	285
		LP Evaporator	°C	233	228	225	237	235	233	231
		LP - HP 1RY Eco	°C	170	172	170	175	174	173	173
		Preheater	°C	155	156	154	158	158	157	157
		HRSG Exhaust Gas Temperature	°C	103	115	112	118	118	117	116
ST MONITOR	HP Turbine	Inlet Pressure 1		73	54.8	52.2	67.6	67.6	62	62
		Inlet Pressure 2		73	54.7	52.2	67.5	67.5	62	62
		Exhaust Pressure		4.668	3.27	3.148	4.45	4.45	4.136	4.152
	LP Turbine	Inlet Pressure 1		5.18	5.1	5.12	5.11	5.11	5.19	5.2
		Inlet Pressure 2		5.2	5.19	5.21	5.2	5.2	5.2	5.2

### 3.3 Perhitungan Performa PLTGU Berdasarkan *Heat Balance*.

Pada Tugas Akhir ini akan dilakukan simulasi dengan variasi pembagian beban turbin gas dan turbin uap. Setelah dilakukan simulasi, performa PLTGU dianalisis pada setiap variasi. Untuk itu, diperlukan suatu performa acuan yang akan dijadikan sebagai pembandingan terhadap hasil simulasi. Performa acuan yang berupa *heat rate* dihitung berdasarkan data *heat balance*. Perhitungan performa PLTGU dianalisis pada masing-masing sistem PLTGU, subsistem turbin gas (siklus Brayton), dan subsistem turbin uap (siklus Rankine) berdasarkan kondisi persentase pembebanan 50%, 75%, 100% dan 110% (*peak load*) yang ditampilkan pada Tabel 3.2, Tabel 3.3, Tabel 3.4 dan Tabel 3.5.

**Tabel 3.2 Perhitungan Performa PLTGU**

Beban	Daya GT (kW)	Daya ST (kW)	Laju <i>Fuel</i> (kg/jam)	LHV <i>Fuel</i> (kCal/kg)	Kalor <i>In</i> (kCal/jam)	<i>Heat Rate</i> (kCal/kWh)
110%	123052	207937	29578	12057.9	1069945699	1854.02647
100%	117694	196272	28518	12057.7	1031584466	1877.8137
75%	82589	149101	21997	12047.7	795039771	2003.28515
50%	49604	112833	16132	12047.7	583060489	2228.44117

**Tabel 3.3 Perhitungan Performa Turbin Gas (Siklus Brayton)**

Beban	Daya GT (kW)	Laju <i>Fuel</i> (kg/jam)	LHV <i>Fuel</i> (kCal/kg)	Kalor <i>In</i> (kCal/jam)	Heat Rate (kCal/kWh)
110%	123052	29578	12057.9	1069945699	2898.356518
100%	117694	28518	12057.7	1031584466	2921.656912
75%	82589	21997	12047.7	795039771	3208.820265
50%	49604	16132	12047.7	583060489	3918.10129

**Tabel 3.4 Perhitungan Performa Turbin Uap (Siklus Rankine)**

Beban	Daya ST (kW)	Laju <i>Steam</i> HP (kg/jam)	Laju <i>Steam</i> LP (kg/jam)	Entalpi <i>In</i> (kCal/kg)	Entalpi <i>Out</i> HP (kCal/kg)	Entalpi <i>Out</i> LP (kCal/kg)	Kalor <i>In</i> (kCal/jam)	Heat Rate (kCal/ kWh)
110%	207937	577931	156281	42.8	812.4	658.3	628723.47	2601.59
100%	196272	547664	157604	42.4	808.7	658.3	600570.46	2632.79
75%	149101	426769	93155	40.5	800.4	658.3	443797.95	2561.04
50%	112833	334605	62879	39	792.7	658.3	338360.96	2580.21

**Tabel 3.5 Perhitungan Efisiensi Sistem**

Beban	Daya GT (kW)	Daya ST (kW)	Kalor <i>In</i> Brayton (kJ/s)	Kalor <i>In</i> Rankine (kJ/s)	Efisiensi PLTGU (%)	Efisiensi Brayton (%)	Efisiensi Rankine (%)
110%	123052	207937	1243515	628723.47	46.41	29.69	33.07
100%	117694	196272	1198930	600570.46	45.82	29.45	32.68
75%	82589	149101	924012.9	443797.95	42.95	26.81	33.60
50%	49604	112833	677645.9	338360.96	38.61	21.96	33.35

**Tabel 3.6 Perbandingan *Pressure Ratio Compressor Gas Turbine* pada Setiap Pembebanan**

Beban	$P_{in}$ (kg/cm <sup>2</sup> )	$P_{out}$ (kg/cm <sup>2</sup> )	<i>Pressure Ratio</i> , $p_2/p_1$	Efisiensi Brayton (%)
110%	1.022	13.7	13.41	29.69
100%	1.025	13.7	13.37	29.45
75%	1.025	10.1	9.85	26.81
50%	1.021	9.5	9.30	21.96

Tabel 3.6 Menunjukkan perbedaan rasio tekanan kompresor ( $p_2/p_1$ ) pada setiap tingkat pembebanan dan pengaruhnya terhadap nilai efisiensi Brayton. Dari Tabel 3.6 dapat dilihat bahwa dengan kenaikan nilai rasio tekanan, efisiensi Brayton juga meningkat. Hal ini sesuai dengan persamaan:

$$\eta = 1 - \frac{1}{(p_2/p_1)^{(n-1)/n}} \dots\dots\dots (3.1)$$

dimana kenaikan rasio tekanan akan meningkatkan nilai efisiensi Brayton. Perubahan rasio tekanan dapat dilakukan dengan cara mengatur bukaan *Inlet Guide Vane* (IGV).

### 3.4 Pengerjaan Simulasi Software Cycle-Tempo

Setelah semua data yang diperlukan tersedia, tahap berikutnya adalah pengerjaan simulasi pada *software* Cycle-Tempo. Pengerjaan simulasi dilakukan dengan urutan proses tertentu yang ditunjukkan pada Gambar 3.5.

#### 3.4.1 Pemodelan Sistem pada *Software* Cycle-Tempo Berdasarkan Data *Heat Balance*

Pemodelan pada *software* Cycle-Tempo dilakukan untuk mendapatkan hasil simulasi yang diinginkan. Pemodelan yang dimaksud berupa penyusunan *apparatus* dan *medium* pada sistem berdasarkan data *heat balance*. Salah satu contoh pemodelan PLTGU pada *software* Cycle-Tempo terdapat pada Gambar 3.6.

#### 3.4.2 Pemasukan Data *Properties*

Setelah pemodelan selesai, tahap selanjutnya adalah memasukkan data berupa *properties* pada semua *apparatus* dan *medium*. Setiap *apparatus* membutuhkan pemasukan data *properties* yang berbeda. Pemasukan data *apparatus* merupakan salah satu tahapan penting dalam simulasi, karena apabila data *properties* yang dimasukkan tidak sesuai maka simulasi tidak dapat dilakukan. Pemasukan data *properties* yang terlalu banyak atau terlalu sedikit dapat menimbulkan *warning* bahkan *error message* karena *software* tidak dapat melakukan perhitungan. Setelah pemasukan data selesai dilakukan, proses *running* harus dilakukan untuk memeriksa bahwa data yang dimasukkan sudah benar. Contoh proses pemasukan data pada *apparatus* ditunjukkan pada Gambar 3.7. Pemasukan data untuk setiap *apparatus* yang digunakan terdapat pada Tabel 3.7.

**Tabel 3.7 Data Input Pemodelan**

<i>Aparatus</i>	Data Input	
Kompresor	Tekanan masuk	1.026 kg/cm <sup>2</sup>
	Tekanan keluar	13.7 kg/cm <sup>2</sup>
<i>Combustion Chamber</i>	Temperatur pembakaran	1154 °C
	Tekanan keluar	13.1 kg/cm <sup>2</sup>
	Laju massa bahan bakar	28518 kg/h
Turbin Gas	Tekanan Keluar	1.046 kg/cm <sup>2</sup>
	Temperatur keluar	523 °C
	Laju massa gas buang	1572600 kg/h
HP <i>Superheater 2</i>	Temperatur masuk gas	520 °C
	Temperatur masuk <i>steam</i>	451.3 °C
	Tekanan masuk <i>steam</i>	78.5 kg/cm <sup>2</sup>
HP <i>Superheater 1</i>	Temperatur masuk gas	507 °C
	Tekanan masuk gas	1.046 kg/cm <sup>2</sup>
	Temperatur masuk <i>steam</i>	286 °C
	Tekanan masuk <i>steam</i>	78.5 kg/cm <sup>2</sup>
HP <i>Evaporator</i>	Temperatur masuk gas	452 °C
	Tekanan masuk gas	1.046 kg/cm <sup>2</sup>
	Temperatur masuk <i>steam</i>	286 °C
	Tekanan masuk <i>steam</i>	78.5 kg/cm <sup>2</sup>
HP <i>Drum</i>	Temperatur <i>drum</i>	286 °C
	Tekanan <i>drum</i>	78.5 kg/cm2
HP <i>Economizer 2</i>	Temperatur masuk gas	297 °C
	Tekanan masuk gas	1.046 kg/cm2
	Temperatur masuk air	150.9 °C
	Tekanan masuk air	94 kg/cm <sup>2</sup>

**Tabel 3.7 Data Input Pemodelan (Lanjutan)**

HP <i>Economizer 1</i>	Temperatur masuk gas	170 <sup>0</sup> C
	Tekanan masuk gas	1.046 kg/cm <sup>2</sup>
	Temperatur masuk air	141.2 <sup>0</sup> C
	Tekanan masuk air	6.2 kg/cm <sup>2</sup>
LP <i>Evaporator</i>	Temperatur masuk gas	233 <sup>0</sup> C
	Tekanan masuk gas	1.046 kg/cm <sup>2</sup>
	Temperatur masuk air	159.3 <sup>0</sup> C
	Tekanan masuk air	6.2 kg/cm <sup>2</sup>
LP <i>Drum</i>	Temperatur drum	159.3 <sup>0</sup> C
	Tekanan drum	6.2 kg/cm <sup>2</sup>
LP <i>Economizer</i>	Temperatur masuk gas	170 <sup>0</sup> C
	Tekanan masuk gas	1.046 kg/cm <sup>2</sup>
	Temperatur masuk air	139.4 <sup>0</sup> C
	Tekanan masuk air	17.4 kg/cm <sup>2</sup>
<i>Preheater</i>	Temperatur masuk gas	155 <sup>0</sup> C
	Tekanan masuk gas	1.046 kg/cm <sup>2</sup>
	Temperatur masuk air	50 <sup>0</sup> C
	Tekanan masuk air	13.8 kg/cm <sup>2</sup>
<i>Deaerator</i>	Temperatur masuk <i>steam</i>	159 <sup>0</sup> C
	Tekanan masuk <i>steam</i>	6.2 kg/cm <sup>2</sup>
	Temperatur masuk air	127 <sup>0</sup> C
	Tekanan masuk air	3.5 kg/cm <sup>2</sup>
LP BFP	Temperatur masuk	139.4 <sup>0</sup> C
	Tekanan masuk	17.4 kg/cm <sup>2</sup>
HP BFP	Temperatur masuk	141.2 <sup>0</sup> C
	Tekanan masuk	111.1 kg/cm <sup>2</sup>
HP <i>Steam Turbine</i>	Temperatur masuk <i>steam</i>	491.5 <sup>0</sup> C
	Tekanan masuk <i>steam</i>	75 kg/cm <sup>2</sup>
	Laju massa <i>steam</i>	547664 kg/h

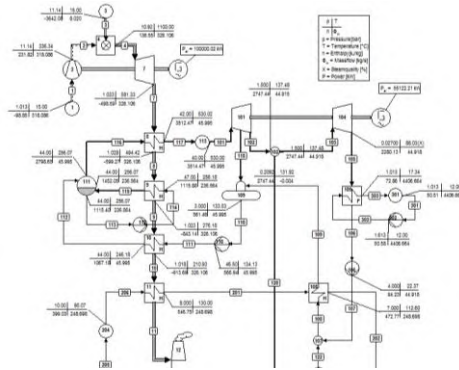
**Tabel 3.7 Data Input Pemodelan (Lanjutan)**

LP <i>Steam Turbine</i>	Temperatur masuk <i>steam</i>	168 °C
	Tekanan masuk <i>steam</i>	5.6 kg/cm <sup>2</sup>
	Laju massa <i>steam</i>	703968 kg/h
Condenser	Temperatur <i>condenser</i>	40.4 °C
	Tekanan vakum	0.0769 kg/cm <sup>2</sup>
	Temperatur masuk <i>seawater</i>	28.6 °C
	Temperatur keluar <i>seawater</i>	36.9 °C
	Laju massa <i>seawater</i>	43078 m <sup>3</sup> /h
<i>Seawater Pump</i>	Temperatur keluar	41.8 °C
	Tekanan keluar	17.4 kg/cm <sup>2</sup>
CEP	Tekanan keluar	13.8 kg/cm <sup>2</sup>





Gambar 3.5 Flowchart Pengerjaan Simulasi pada *Software Cycle-Tempo*



Gambar 3.6 Contoh Pemodelan PLTGU pada *Software Cycle-Tempo*

Apparatus statistics		Input data	
No.:	2	PIN	bar
Name:	Compressor	POUT	11.143 bar
Type:	General	DELP	bar
		TIN	°C
		TOUT	°C
		DELT	°C
		PRATI	-
		ETHAI	0.862
		ETHAM	0.998
		ETHAE	-

Gambar 3.7 Contoh Pemasukan Data pada *Apparatus Combustor*

### 3.4.3 Validasi Hasil Pemodelan pada *Software Cycle-Tempo*

Validasi hasil pemodelan adalah proses koreksi hasil simulasi terhadap kondisi aktual. Validasi pada *software Cycle-tempo* dapat ditinjau melalui jumlah laju massa fluida kerja yang dibutuhkan atau melalui daya turbin yang dihasilkan. Proses

validasi dilakukan berdasarkan nilai *error* yang terjadi setelah simulasi. Validasi dianggap sesuai jika nilai *error* yang terjadi tidak lebih dari 5%. Nilai *error* dapat dihitung berdasarkan persamaan:

$$Error = \frac{|X_s - X_a|}{X_a} \times 100\% \dots\dots\dots (3.2)$$

dengan :  $X_s$  = nilai hasil simulasi  
 $X_a$  = nilai aktual

#### 3.4.4 Variasi Pembagian Beban Turbin Gas dan Turbin Uap

Variasi dapat dilakukan setelah validasi pemodelan sistem berhasil. Untuk menentukan variasi yang digunakan, perlu dilakukan pembacaan karakteristik pembebanan PLTGU berdasarkan data *heat balance*. Setelah itu dapat dilakukan perkiraan potensi daya yang dihasilkan sistem berdasarkan kombinasi jumlah *gas turbine* yang digunakan. Berdasarkan data dari *heat balance*, akan dilakukan perkiraan daya total sistem yang mampu dibangkitkan apabila salah satu atau dua *gas turbine* tidak digunakan. Tabel 3.8 menunjukkan perkiraan potensi daya PLTGU apabila dilakukan kombinasi jumlah *gas turbine*.

Apabila potensi daya PLTGU untuk setiap kombinasi jumlah *gas turbine* sudah dapat diperkirakan, maka dapat dilakukan kombinasi susunan *gas turbine* untuk setiap tingkat pembebanan total PLTGU. Misalnya, untuk pembebanan PLTGU sebesar 50% (250 MW) dapat dipenuhi dengan kombinasi jumlah *gas turbine* yang digunakan dan besarnya beban masing-masing *gas turbine*. Untuk setiap kombinasi tersebut akan dianalisis nilai *heat rate* sebagai parameter performa sistem. Tabel 3.9 menunjukkan variasi yang dilakukan.

Energi termal *fluegas gas turbine* merupakan sumber energi yang digunakan untuk menghasilkan *steam*. Laju dan tingkat keadaan *steam* tergantung banyaknya energi yang diserap dari *fluegas gas turbine*, sehingga besarnya daya *steam turbine*

juga bergantung pada besarnya energi termal yang dapat diserap dari *fluegas*. Semakin besar daya *gas turbine*, maka kandungan energi termal *fluegas* juga semakin besar sehingga daya yang bisa dihasilkan pada *steam turbine* juga meningkat. Prinsip utama yang digunakan dalam menentukan variasi pada tugas akhir ini adalah mengombinasikan jumlah dan daya *gas turbine*, serta sebagai konsekuensinya, besarnya daya *steam turbine* sesuai dengan kombinasi daya *gas turbine* tersebut. Kombinasi yang dapat diterapkan sebagai variasi harus bisa menghasilkan daya yang mampu memenuhi kebutuhan daya blok. Modifikasi pembagian beban tidak dapat dilakukan pada beban PLTGU sebesar 100% dan 110% karena nilai daya total yang dihasilkan PLTGU tidak dapat memenuhi nilai target daya sesuai *heat balance* apabila dilakukan modifikasi daya *gas turbine* yang lebih rendah.

### **3.5 Analisis Performa PLTGU Hasil Simulasi dengan Variasi.**

Hasil simulasi *software* Cycle-Tempo adalah parameter performa sistem, diantaranya efisiensi, daya total dan laju massa fluida kerja dan bahan bakar. Besarnya laju massa bahan bakar dan daya total PLTGU dapat digunakan untuk mencari nilai *heat rate* pada masing-masing variasi. Selanjutnya nilai *heat rate* akan dievaluasi untuk masing-masing variasi keadaan operasi sebagai parameter performa sistem. Dari parameter performa tersebut dapat ditentukan kondisi operasi PLTGU yang optimal.

**Tabel 3.8 Potensi Daya Total PLTGU dengan Kombinasi Jumlah Gas Turbine**

Beban Blok	Daya GT 1 (MW)	Daya GT 2 (MW)	Daya GT 3 (MW)	Energi Termal Flue Gas (MW)	Daya ST (MW)	Daya Total (MW)
50%	49.6	49.6	49.6	383.66	112.8**	261.6
	49.6	49.6	-	255.77	75.2*	174.4
	49.6	-	-	127.89	37.6*	87.2
75%	82.6	82.6	82.6	413.82	149.1**	396.9
	82.6	82.6	-	275.88	99.4*	264.6
	82.6	-	-	137.94	49.7*	132.3
100%	117.7	117.7	117.7	598.17	196.2**	549.3
	117.7	117.7	-	398.78	130.8*	366.2
	117.7	-	-	199.39	65.4*	183.1
110%	123	123	123	622.18	207.9**	576.9
	123	123	-	414.79	138.6*	384.6
	123	-	-	207.39	69.3*	192.3

**Tabel 3.9 Variasi Jumlah dan Pembebanan Gas Turbine terhadap Daya Total PLTGU**

Beban Blok	Daya GT 1 (MW)	Daya GT 2 (MW)	Daya GT 3 (MW)	Kalor In HRSG (MW)	Prediksi Daya ST (MW)	Prediksi Daya Total (MW)	Target Daya (MW)
50%	82.6	82.6	-	275.88	99.40	264.60	261.6
	117.7	49.6	-	327.28	107.35	274.65	
75%	117.7	82.6	49.6	465.22	152.59	402.49	396.9

## BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Data PLTGU PJB UP Gresik Blok 3

Pemodelan dan analisis yang dilakukan pada Tugas Akhir ini berdasarkan data dari PT PJB UP Gresik. Data yang digunakan adalah data spesifikasi, *heat balance*, dan data operasi. Data operasi dan *heat balance* terdapat pada Bab 3. Data spesifikasi *steam turbine* dan *gas turbine* PLTGU adalah sebagai berikut:

#### - Steam Turbine

Type of Steam Turbine : TC2F–33.5 (Tandem Compound Two Casing Double Type)  
 Rated Output : 189.910 kW (Natural Gas Firing Air Temp = 32°C)

#### Rated inlet steam conditions

HP Steam Pressure : 75 ata  
 HP Steam Temperatur : 505°C  
 LP Steam Pressure : 5.1 ata  
 LP Steam Temperatur : 175.9°C  
 Exhaust Pressure : 697 mmHg  
 Turbine Speed : 3000 rpm

#### Bearing

Journal Bearing : Tilting pad type—two for HP Turbine  
 : Sleeve type—two for LP Turbine  
 Thrust Bearing : Kingsbury type – On

#### Lubrication and Control Oil System

Main Oil Pump : Centrifugal pump, mounted on the forward and of the turbine shaft  
 Auxiliary Oil Pump : AC Motor driven centrifugal pump with automatic starting device  
 Turning Oil Pump : Centrifugal Pump with automatic

Emergency Oil Pump : starting device  
 : DC Motor driven centrifugal pump  
 with automatic starting device

**- Generator**

Type	: Siemens THRI100/42
Apparent power	: 251750 kVA
Active power	: 201.4 MW
Voltage	: $15750 \pm 5\%$ V
Current	: 9228 A
Power Factor	: 0.8
Gas Volume	: 73 m <sup>3</sup>
Class of Insul	: F

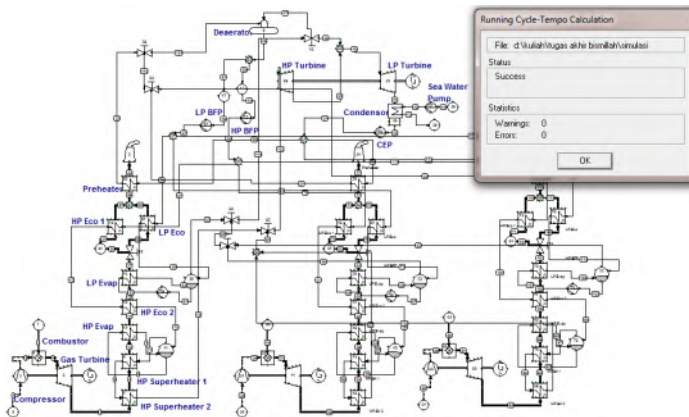
**- Gas Turbine**

Tipe	: M 701 D, Axial Flow Reaction
Designed	: Mitsubishi Heavy Industries (MHI Japan)
Putaran	: 3000 rpm
Jumlah Tingkat	: 4
Ruang Bakar	: Canular Type
Jumlah Ruang Bakar	: 18
Compressor	: Axial Flow Type
Jumlah Tingkat	: 19

**- Generator**

Tipe	: TLRI 108 / 36
Designed	: Siemens
Daya	: 153,75 MVA
Tegangan Output	: $10,5 \text{ kV} \pm 5\%$
Putaran	: 3000 rpm
External Excitation	: 390 V/880 A
Power Factor	: 0.8
Sistem Pendingin	: Udara

## 4.2 Pemodelan dan Simulasi Berdasarkan *Heat Balance*



Gambar 4.1 Pemodelan PLTGU PJB UP Gresik Blok 3 pada *Software Cycle-Tempo*

Sesuai dengan langkah pengerjaan Tugas Akhir yang terdapat pada *flowchart* 3.1, setelah mendapatkan data *heat balance* dan menghitung performa PLTGU kita dapat melakukan simulasi pada *software* Cycle-Tempo. Urutan pengerjaan simulasi terdapat pada Gambar 3.6. Setelah mendapatkan data *heat balance*, proses pemodelan dilakukan pada *software* Cycle Tempo. Proses pemodelan terdiri dari penyusunan *apparatus* dan pipa yang digunakan, disertai dengan input data yang sesuai. Proses simulasi dianggap sudah berhasil ketika tidak terdapat *error* maupun *warning* yang sifatnya tidak bisa diterapkan pada kondisi aktual. *Warning* yang dimaksud misalnya: *negative massflow*, *crossing temperatur*, dll.

Pada proses simulasi sering kali terjadi *error* maupun *warning* yang disebabkan input data *properties* yang tidak sesuai. Hal yang perlu diperhatikan adalah tidak semua *properties* pada setiap tingkat keadaan *apparatus* bisa diinputkan pada saat pemodelan. Input data *properties* yang terlalu banyak pada satu



atau seperangkat *apparatus* justru dapat mengakibatkan perhitungan sistem mengalami *error*. Input data *properties* yang tidak menimbulkan *error* maupun *warning* pada Cycle-Tempo terdapat pada lampiran. Pemodelan PLTGU dengan input data *properties* yang sesuai dengan *heat balance* dapat dilihat pada Gambar 4.1. Hasil simulasi pemodelan tersebut sudah tidak terdapat *error* maupun *warning*.

#### 4.3 Perbandingan dan Validasi Hasil Simulasi dengan Kondisi Existing

Setelah proses simulasi berhasil, langkah selanjutnya adalah membandingkan dan melakukan validasi hasil simulasi dengan kondisi aktual. Sesuai dengan nilai *error* yang ditoleransi, proses simulasi akan dilanjutkan pada variasi selanjutnya apabila nilai *error* tidak lebih dari 5%. Tabel 4.1 menunjukkan perbandingan beberapa parameter penting hasil simulasi dengan kondisi *existing* (dari *heat balance*).

**Tabel 4.1 Perbandingan Hasil Simulasi Cycle-Tempo dengan Kondisi Existing**

Beban	Parameter	Existing	Simulasi	% Error
50%	Laju massa HP (kg/h)	334605	334497.6	0.032
	Laju massa LP (kg/h)	396224	397375.2	0.291
	Daya gas turbine (kW)	49604	49794.98	0.385
	Daya steam turbine (kW)	112833	113567.78	0.651
75%	Laju massa HP (kg/h)	426769	434880	1.901
	Laju massa LP (kg/h)	518664	516499.2	0.417
	Daya gas turbine (kW)	82589	84248.89	2.010
	Daya steam turbine (kW)	149101	148832.14	0.180
100%	Laju massa HP (kg/h)	547664	571500	4.352
	Laju massa LP (kg/h)	703988	706388.4	0.341
	Daya gas turbine (kW)	117694	117365.3	0.279
	Daya steam turbine (kW)	196272	196961.39	0.351
110%	Laju massa HP (kg/h)	577931	588042	1.750
	Laju massa LP (kg/h)	732922	736146	0.440
	Daya gas turbine (kW)	123052	122270.46	0.635
	Daya steam turbine (kW)	207937	207887.16	0.024

Perhitungan nilai *error* dilakukan dengan menggunakan persamaan 3.2. Contoh perhitungan *error* menggunakan parameter daya *gas turbine* pada Tabel 4.2 yaitu:

$$Error = \frac{|X_s - X_a|}{X_a} \times 100\%$$

$$Error = \frac{|117365.3 - 117694|}{117694} \times 100\%$$

$$Error = 0.279275 \%$$

Berdasarkan Tabel 4.2, dapat diketahui bahwa nilai *error* pada beberapa parameter penting hasil simulasi tidak lebih dari 5%. Berdasarkan hasil ini, maka simulasi dianggap berhasil dan dapat dilanjutkan untuk variasi pembebanan yang lain.

#### 4.4 Analisis Pengaruh Pembebanan dan Pembagian Beban

Analisis dilakukan berdasarkan hasil simulasi pada setiap pembebanan. Parameter yang akan dianalisis adalah nilai *plant heat rate*. Nilai *heat rate* dapat dievaluasi berdasarkan besarnya daya total yang dihasilkan dan banyaknya energi bahan bakar yang dibutuhkan untuk membangkitkan daya tersebut. *Heat rate* merupakan kebalikan dari efisiensi. Semakin tinggi nilai *heat rate* berarti semakin rendah efisiensi *plant* pada kondisi tersebut. Setelah diketahui nilai *plant heat rate* pada masing-masing pembebanan, akan dilakukan variasi pembagian beban pada *gas turbine* dan *steam turbine* untuk pembebanan total tertentu, lalu nilai *plant heat rate* akan dievaluasi.

##### 4.4.1 Performa PLTGU Berdasarkan Data *Heat Balance* (Kondisi Aktual)

Berdasarkan data *heat balance*, dapat dievaluasi nilai *plant heat rate* sebagai salah satu parameter performa PLTGU. Jumlah laju aliran bahan bakar pada *combustor gas turbine* untuk setiap pembebanan tercantum pada *heat balance*. Jumlah laju energi yang dibutuhkan untuk setiap pembebanan dapat dihitung

dengan mengalikan laju aliran bahan bakar dengan nilai kalor bahan bakar yang juga tercantum pada *heat balance*. Dengan daya total dari *gas turbine* dan *steam turbine* yang diketahui, maka nilai *heat rate* PLTGU pada setiap pembebanan juga dapat dihitung. Perhitungan nilai *heat rate* dapat dilakukan dengan menggunakan persamaan 2.6. Contoh perhitungan nilai *heat rate* dengan parameter beban 50% pada Tabel 4.2 yaitu:

$$\text{Heat rate} = \frac{Q_{\text{input}}}{W_{\text{generator}}}$$

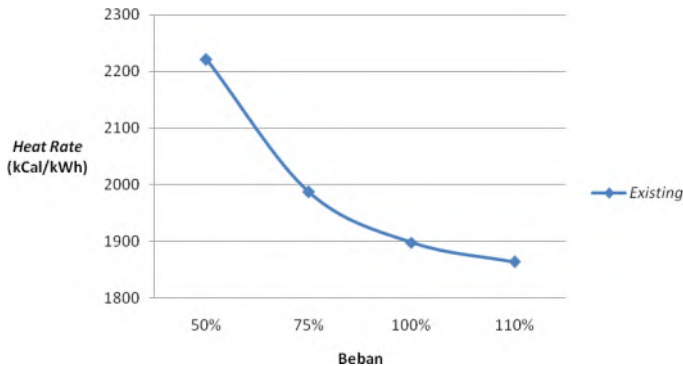
$$\text{Heat rate} = \frac{583060489.2 \text{ kCal/h}}{261645 \text{ kW}}$$

$$\text{Heat rate} = 2228.44 \text{ kCal/kWh}$$

Gambar 4.2 menunjukkan nilai *heat rate* pada setiap pembebanan berdasarkan data *heat balance*. Tabel 4.2 menunjukkan nilai *heat rate* dan parameter-parameter lain pada setiap pembebanan berdasarkan perhitungan dan data *heat balance*.

**Tabel 4.2 *Heat Rate* dan Parameter Performa PLTGU Berdasarkan Data *Heat Balance***

Beban	kW	kW	kW	kg/h	kCal/kg	kCal/h	kCal/kWh
	Daya GT	Daya ST	Daya Tot	m Fuel	LHV	Kalor Input	<i>Heat Rate</i>
50%	49604	112833	261645	16132	12047.7	583060489.2	2228.44
75%	82589	149101	396868	21997	12047.7	795039770.7	2003.29
100%	117694	196272	549354	28518	12057.7	1031584466	1877.81
110%	123052	207937	577093	29578	12057.9	1069945699	1854.03



Gambar 4.2 Grafik Nilai *Heat Rate* PLTGU pada Setiap Pembebanan Berdasarkan Data *Heat Balance* (Kondisi Aktual)

Pada grafik di atas, *trendline* nilai *heat rate* menurun seiring dengan kenaikan beban PLTGU. Nilai *heat rate* sebesar 2228.44 kCal/kWh pada beban 50%, 2003.29 kCal/kWh pada beban 75%, 1877.81 kCal/kWh pada beban 100%, dan 1854.03 kCal/kWh pada beban 110%. Berdasarkan grafik tersebut terlihat bahwa nilai *heat rate* tertinggi terdapat pada beban 50%, sedangkan *heat rate* terendah terdapat pada beban 110%.

Sesuai dengan hasil penelitian yang dilakukan Sekar Satiti [5], semakin tinggi pembebanan PLTGU akan menghasilkan nilai *heat rate* yang semakin rendah. Artinya, performa pembangkit akan semakin bagus jika dioperasikan dengan beban yang semakin tinggi. *Trendline* grafik pada Gambar 4.2 sudah menunjukkan kesesuaian antara performa PLTGU pada kondisi aktual dengan performa secara teoritis, yaitu performa PLTGU semakin bagus jika pembebanan semakin tinggi.

#### 4.4.2 Performa PLTGU Berdasarkan Hasil Simulasi

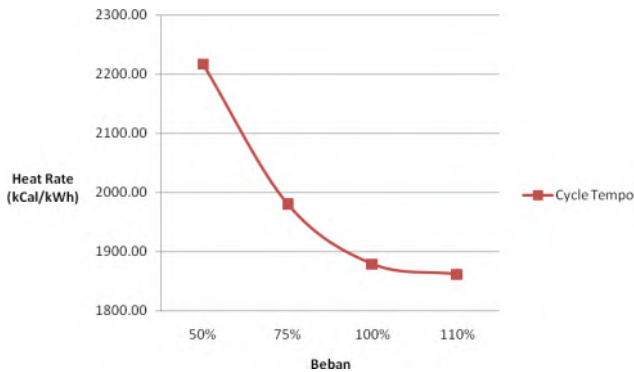
Setelah mengetahui karakter performa PLTGU berdasarkan data *heat balance*, analisis selanjutnya dilakukan

berdasarkan hasil simulasi dengan *software* Cycle-Tempo. Pada simulasi ini dilakukan pemodelan atau penyusunan *apparatus* dan pipa sesuai skema PLTGU yang terdapat di *heat balance*. Data yang diinputkan adalah beberapa *properties* tertentu dari semua fluida kerja sesuai dengan *heat balance*. Setelah input data dan pemodelan sudah sesuai atau *software* dapat melakukan perhitungan, dapat diketahui hasil perhitungan *software* yang berupa daya total. *Resume* dari hasil perhitungan Cycle Tempo pada semua pembebanan ditunjukkan di lampiran. Dengan mengetahui nilai daya total, laju aliran dan nilai kalor bahan bakar dari hasil perhitungan Cycle-Tempo, maka nilai *heat rate* dapat dievaluasi. Nilai *heat rate* hasil simulasi pada setiap pembebanan tercantum pada Tabel 4.3, sedangkan grafik karakteristik *heat rate* hasil simulasi ditampilkan pada Gambar 4.4

Gambar 4.3 merupakan salah satu contoh *resume* hasil perhitungan Cycle-Tempo untuk pembebanan 100%. Pada gambar tersebut terdapat sejumlah baris berisi *apparatus* yang berkaitan dengan penyerapan maupun pengubahan energi menjadi kerja. *Apparatus-apparatus* tersebut digolongkan menjadi *apparatus* yang bersifat sebagai sumber energi (*sink/source*), *apparatus* yang mengonversi energi menjadi kerja (*generator* dari masing-masing turbin), dan *apparatus auxiliary* yang membutuhkan daya (*pump*). Sedangkan pada kolom terdapat nomor *apparatus*, nama *apparatus*, tipe *apparatus*, nilai daya yang dihitung, dan total daya. Pada akhir baris terdapat hasil perhitungan nilai *gross efficiency* dan *net efficiency*.

	No.	Apparatus	Type	Energy [kW]	Totals [kW]
Absorbed	1	Sink/Source	10	377789.44	
power	63	Sink/Source	10	377789.44	
	28	Sink/Source	10	377789.44	
					1133368.25
Delivered	4	Generator	G	117365.31	
gross power	3	Generator	G	117365.31	
	1	Generator	G	117365.31	
	2	Generator	G	196961.39	
					549057.31
Aux. power	37	Pump	8	7732.48	
consumption	40	Pump	8	345.62	
	15	Pump	8	2080.00	
	49	Pump	8	35.32	
	52	Pump	8	2.62	
	19	Pump	8	2.62	
	76	Pump	8	2.62	
	27	Pump	8	14.38	
	86	Pump	8	35.32	
	87	Pump	8	35.32	
					10286.31
Delivered					
net power					538771.00
Efficiencies	gross			48.445 %	
	net			47.537 %	

Gambar 4.3 *Resume* Hasil Perhitungan Cycle-Tempo untuk Simulasi Pembebanan 100%.



Gambar 4.4 Grafik Nilai *Heat Rate* PLTGU pada Setiap Pembebanan Berdasarkan Hasil Simulasi *Software Cycle-Tempo*

**Tabel 4.3 *Heat Rate* dan Parameter Performa PLTGU Berdasarkan Hasil Simulasi**

Beban	kW	kW	kW	kg/h	kCal/kg	kCal/h	kCal/kWh
	Daya GT	Daya ST	Daya Tot	m <i>Fuel</i>	LHV	Kalor Input	<i>Heat Rate</i>
50%	49794.98	113567.78	262952.72	16131.6	12047.7	583046032	2217.30
75%	84248.89	148832.14	401578.81	21997.08	12047.7	795042662.1	1979.79
100%	117365.31	196961.39	549057.32	28518.01	12057.7	1031584900	1878.83
110%	122270.46	207887.16	574698.54	29577.96	12057.9	1069944252	1861.75

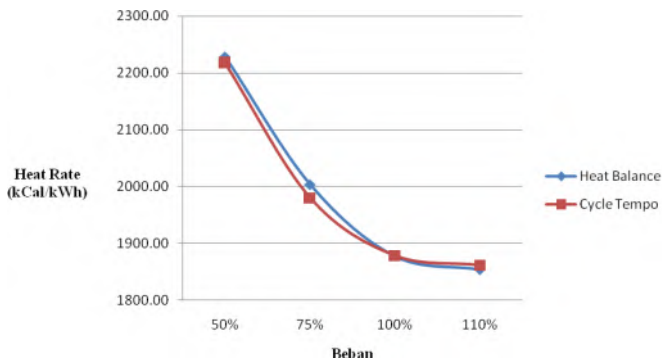
Secara umum, *trendline* grafik *heat rate* di atas menurun seiring dengan kenaikan beban. Nilai *heat rate* tertinggi sebesar 2217.30 kCal/kWh pada beban 50% dan nilai terendah sebesar 1861.75 kCal/kWh yang dicapai ketika PLTGU dioperasikan dengan pembebanan 110%. Hasil yang didapat pada simulasi menunjukkan kesesuaian terhadap keadaan aktual berdasarkan *heat balance*, bahwa *heat rate* terendah PLTGU dicapai ketika dioperasikan dengan pembebanan maksimum atau pembebanan 110%.

#### 4.4.3 Perbandingan Nilai *Heat Rate* antara Hasil Simulasi dengan Kondisi Aktual

Penggunaan *software* Cycle Tempo untuk melakukan simulasi PLTGU berdasarkan data aktual bertujuan untuk memudahkan perhitungan. Meskipun begitu, ada kemungkinan terjadinya perbedaan nilai antara hasil simulasi dengan kondisi aktual. Hal ini bisa disebabkan karena penggunaan asumsi yang mengabaikan beberapa komponen *auxiliary* maupun faktor lain. Perbandingan hasil simulasi dengan perhitungan aktual yang ditinjau dari sisi daya bangkitan dan *heat rate* ditampilkan pada Tabel 4.4.

**Tabel 4.4 Perbandingan Hasil Simulasi dengan Perhitungan Kondisi Aktual**

Beban	Heat Balance (Aktual)				Simulasi Cycle Tempo				% Error Heat Rate
	kW	kW	kW	kCal/kWh	kW	kW	kW	kCal/kWh	
	Daya GT	Daya ST	Daya Tot	Heat Rate	Daya GT	Daya ST	Daya Tot	Heat Rate	
50%	49604	112833	261645	2228.44	49794.98	113567.78	262952.72	2217.30	0.500
75%	82589	149101	396868	2003.29	84248.89	148832.14	401578.81	1979.79	1.173
100%	117694	196272	549354	1877.81	117365.31	196961.39	549057.32	1878.83	0.054
110%	123052	207937	577093	1854.03	122270.46	207887.16	574698.54	1861.75	0.417



**Gambar 4.5 Perbandingan Nilai *Heat Rate* PLTGU antara Hasil Simulasi dengan Perhitungan Aktual**



Gambar 4.5 menunjukkan perbandingan nilai *heat rate* pada setiap pembebanan berdasarkan hasil simulasi *software* Cycle-Tempo dengan perhitungan pada kondisi aktual menggunakan data *heat balance*. Kedua grafik tersebut menunjukkan *trendline* nilai *heat rate* yang menurun seiring bertambahnya beban. Dengan demikian, kedua grafik sudah menunjukkan kesesuaian antara hasil perhitungan dengan teori.

Meskipun kedua grafik tersebut sudah menunjukkan kesesuaian dengan teori, namun masih terdapat perbedaan nilai *heat rate*. Bahkan perbedaan nilai ini muncul pada semua variasi pembebanan. Dengan menganggap bahwa nilai *heat rate* berdasarkan data *heat balance* adalah nilai yang benar, maka hasil simulasi Cycle-Tempo memiliki nilai *error* atau penyimpangan pada setiap variasi. Berdasarkan hasil perhitungan yang ditampilkan pada Tabel 4.5, nilai *error heat rate* terbesar adalah 1,173% yang terjadi pada simulasi dengan pembebanan 75%. Karena semua nilai *error* yang terjadi tidak lebih dari 5%, maka nilai ini dianggap tidak terlalu signifikan dan hasil perhitungan *heat rate* berdasarkan simulasi dianggap valid.

#### **4.4.4 Hasil Simulasi dengan Modifikasi Pembebanan Terhadap Nilai *Heat Rate***

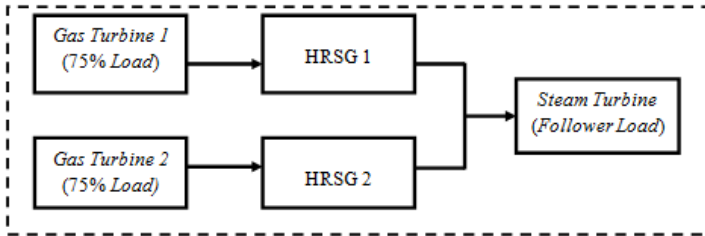
Setelah simulasi pada semua variasi pembebanan berhasil dilakukan, simulasi selanjutnya adalah memodifikasi pembagian beban pada *gas turbine* dan *steam turbine* dengan tujuan mengetahui perbedaan hasil nilai *heat rate*. Modifikasi dilakukan dengan melakukan perhitungan perkiraan awal (*pre-calculation*) yang berisi prediksi daya yang bisa dibangkitkan *steam turbine* apabila pembebanan *gas turbine* dimodifikasi. Prediksi dilakukan dengan perhitungan berdasarkan energi flue gas yang dihasilkan kombinasi *gas turbine* dengan modifikasi pembebanan. Dengan jumlah energi *flue gas* yang diumpankan ke HRSG tersebut, dapat dilakukan perkiraan daya bangkitan *steam turbine* yang besarnya merupakan presentase tertentu dari kandungan energi *flue gas*. Dengan kata lain, besarnya daya bangkitan *steam turbine* akan

mengikuti besarnya kandungan energi *flue gas* yang dipengaruhi daya *gas turbine*. Presentase daya bangkitan *steam turbine* terhadap energi *flue gas* merupakan nilai efisiensi siklus Rankine yang terdapat pada sub-siklus PLTGU. Nilai efisiensi Rankine tersebut sama untuk pembebanan tertentu, dan nilainya akan berbeda untuk pembebanan yang lain. Besarnya efisiensi Rankine mengacu pada data *heat balance*, sehingga data *heat balance* menjadi acuan dalam perhitungan perkiraan awal ini. Tabel 4.5 menunjukkan perhitungan tentang jumlah energi *flue gas* dan prediksi daya bangkitan *steam turbine* dengan penggunaan sejumlah *gas turbine*. Tabel 4.6 menunjukkan prediksi variasi modifikasi beban dan jumlah *gas turbine* yang memungkinkan untuk menghasilkan daya bangkitan *steam turbine*.

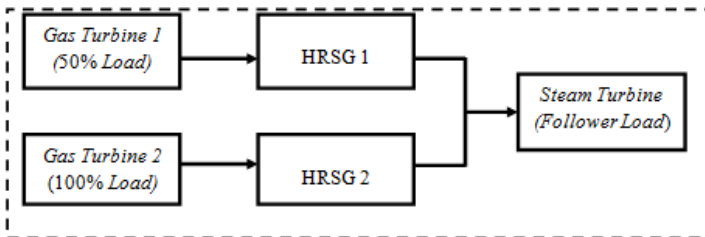
Dalam penentuan variasi ini, tidak semua modifikasi dapat digunakan karena adanya batasan pengoperasian *gas turbine* harus sesuai *heat balance* dan prediksi daya bangkitan *steam turbine* pada variasi harus memenuhi target daya sesuai *heat balance*. Hal inilah yang menyebabkan modifikasi pada pembebanan 100% dan 110% tidak dapat dilakukan, karena daya bangkitan *steam turbine* tidak bisa memenuhi target apabila beban *gas turbine* diubah menjadi lebih kecil dari *heat balance*. Modifikasi yang menyebabkan daya bangkitan *steam turbine* terlalu berlebihan atau jauh melebihi target juga tidak dapat diterapkan. Berdasarkan batasan-batasan tersebut, variasi yang akan disimulasikan adalah modifikasi pada beban 50% dan 75%, dengan kombinasi yang tercantum pada Tabel 4.6.

Simulasi untuk beban 50% dapat dilakukan dengan 2 variasi. Variasi pertama adalah mengoperasikan dua *gas turbine* masing-masing sebesar 75%, sedangkan satu *gas turbine* lainnya tidak beroperasi. Pada variasi ini, diprediksikan daya total PLTGU adalah sebesar 264.6 MW. Variasi kedua adalah mengoperasikan dua buah *gas turbine* dengan pembebanan masing-masing 100% dan 50%, sedangkan satu *gas turbine* lainnya tidak dioperasikan. Daya total yang dicapai PLTGU dengan variasi ini diprediksi bisa mencapai 274 MW. Simulasi

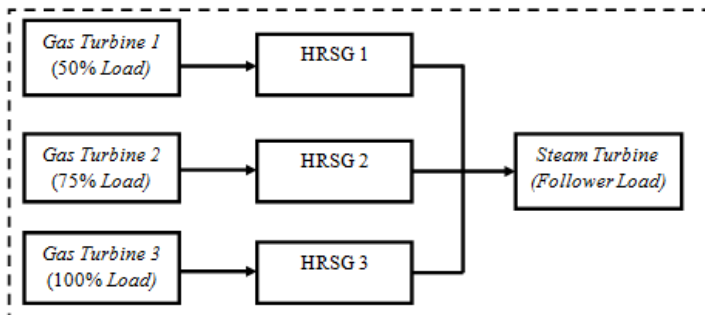
untuk beban 75% hanya dapat dilakukan dengan satu variasi, yaitu mengoperasikan tiga *gas turbine* dengan beban masing-masing 50%, 75%, dan 100%. Skema masing-masing modifikasi dijelaskan pada Gambar 4.6.



(a)



(b)



(c)

Gambar 4.6 Skema Modifikasi Beban. a.) Beban 50% Variasi 1.  
b.) Beban 50% Variasi 2. c.) Beban 75%

**Tabel 4.5 Potensi Daya Total PLTGU dengan Kombinasi Jumlah Gas Turbine**

Beban Blok	Daya GT 1 (MW)	Daya GT 2 (MW)	Daya GT 3 (MW)	Energi Termal Flue Gas (MW)	Daya ST (MW)	Daya Total (MW)
50%	49.6	49.6	49.6	383.66	112.8**	261.6
	49.6	49.6	-	255.77	75.2*	174.4
	49.6	-	-	127.89	37.6*	87.2
75%	82.6	82.6	82.6	413.82	149.1**	396.9
	82.6	82.6	-	275.88	99.4*	264.6
	82.6	-	-	137.94	49.7*	132.3
100%	117.7	117.7	117.7	598.17	196.2**	549.3
	117.7	117.7	-	398.78	130.8*	366.2
	117.7	-	-	199.39	65.4*	183.1
110%	123	123	123	622.18	207.9**	576.9
	123	123	-	414.79	138.6*	384.6
	123	-	-	207.39	69.3*	192.3

Keterangan: \*Prediksi daya bangkitan *steam turbine* apabila sebagian *gas turbine* tidak beroperasi

\*\*Daya bangkitan *steam turbine* sesuai data *heat balance*

**Tabel 4.6 Variasi Jumlah dan Pembebanan Gas Turbine terhadap Daya Total PLTGU**

Beban Blok	Daya GT 1 (MW)	Daya GT 2 (MW)	Daya GT 3 (MW)	Kalor In HRSG (MW)	Prediksi Daya ST (MW)	Prediksi Daya Total (MW)	Target Daya (MW)
50%	82.6	82.6	-	275.88	99.40	264.60	261.6
	117.7	49.6	-	327.28	107.35	274.65	
75%	117.7	82.6	49.6	465.22	152.59	402.49	396.9

Hasil simulasi dengan variasi modifikasi beban *gas turbine* pada pembebanan PLTGU 50% dan 75% adalah daya bangkitan *steam turbine* dan *gas turbine*. Jumlah laju bahan bakar dan nilai kalor bahan bakar disesuaikan dengan data *heat balance* sehingga besarnya kalor yang dibutuhkan dapat dihitung. Dengan mengetahui kedua parameter tersebut, nilai *heat rate* pada ketiga variasi dapat dihitung. Tabel 4.7 menunjukkan hasil perhitungan nilai *heat rate* pada ketiga variasi tersebut.

**Tabel 4.7 Hasil Simulasi dengan Modifikasi Beban Gas Turbine**

Beban	kW	kW	kW	kW	kW	kg/h	kCal/kg	kCal/h	kCal/kWh
	Daya GT1	Daya GT2	Daya GT3	Daya ST	Daya Tot	m Fuel	LHV	Kalor Input	Heat Rate Existing
50%(1)	5030.2	84248.89	84248.89	93372.27	266900	45794.16	12047.7	551714301.4	2067.12
50%(2)	5074.8	49794.98	117365.45	104146.66	276382	46449.61	12047.7	559610990.5	2024.77
75%	49794.9	84248.89	117365.45	157752.69	409162	66646.69	12047.7	802939351.2	1962.4

Daya bangkitan gas turbine 1 pada variasi 1 dan variasi 2 merupakan daya bayangan (*dummy*), yaitu pengoperasian *gas turbine* dengan beban yang relatif kecil. Daya bangkitan *gas turbine* yang besarnya sekitar 5 MW ini dianggap sebagai penanggung beban *auxiliary* pada PLTGU. Besarnya beban *dummy* dapat diabaikan karena nilainya tidak signifikan bila dibandingkan daya *gas turbine* lain. Pengoperasian beban *dummy* bertujuan untuk tetap menggunakan skema pemodelan yang sama pada simulasi Cycle-Tempo, namun seolah-olah *gas turbine dummy* tersebut tidak beroperasi. Aliran *feedwater* menuju HRSG *dummy* tersebut juga ditutup, sehingga meskipun pemodelan tetap menggunakan skema 3-3-1, nilai parameter yang terhitung tidak merubah skema variasi.

Pada pengerjaan simulasi dengan modifikasi pembebanan 50% dan 75%, terdapat beberapa parameter yang dijaga konstan, dan ada beberapa parameter yang dilepas atau tidak didefinisikan. Parameter yang tidak didefinisikan artinya nilai parameter tersebut dihitung oleh *software*. Parameter yang dijaga konstan yaitu laju aliran massa *fluegas*, temperatur dan tekanan pada sub-sistem Brayton (meliputi kompresor, *combustor* dan *gas turbine*), temperatur dan tekanan pada HRSG (meliputi *deaerator*), temperatur dan tekanan pada inlet LP *steam turbine* dan tekanan vakum pada kondensor. Parameter yang tidak didefinisikan yaitu laju aliran massa *feedwater*, temperatur dan tekanan pada HP *steam turbine*.

Gambar 4.7 menunjukkan perbandingan nilai *heat rate* hasil modifikasi dengan kondisi *existing*. Kondisi *existing* yang digunakan adalah hasil simulasi menggunakan data *heat balance*. Karena modifikasi hanya berlaku untuk beban 50% dan 75%,

maka nilai *heat rate* pada kedua beban tersebut saja yang ditampilkan pada grafik modifikasi. Untuk modifikasi beban 50% yang dapat dilakukan dengan 2 variasi, nilai yang ditampilkan adalah nilai *heat rate* yang paling rendah.

Pada Gambar 4.7 terlihat bahwa modifikasi yang dilakukan dapat menurunkan nilai *heat rate* bila dibandingkan dengan kondisi *existing*. *Heat rate* terendah pada beban 50% sebesar 2024.77 kCal/kWh yang dicapai dengan menggunakan variasi 2. Modifikasi beban 50% dengan menggunakan variasi 1 juga berhasil menurunkan nilai *heat rate* menjadi 2067.12 kCal/kWh, namun nilai ini tidak serendah nilai *heat rate* pada variasi 2. Untuk modifikasi beban 75%, nilai *heat rate* turun menjadi sebesar 1962.4 kCal/kWh.

Berdasarkan hasil tersebut, dapat disimpulkan bahwa modifikasi beban *gas turbine* dapat menurunkan nilai *heat balance* pada pembebanan 50% dan 75% PLTGU. Untuk variasi 2 pada beban PLTGU 50% misalnya, pola kombinasi 2-2-1 dengan beban *gas turbine* masing-masing 100% dan 50% menghasilkan *heat rate* yang lebih rendah bila dibandingkan dengan pola kombinasi 3-3-1 dengan beban setiap *gas turbine* 50%. Energi yang diumpankan *fluegas* pada modifikasi tersebut juga cukup untuk membangkitkan daya pada *steam turbine*, sehingga beban total PLTGU mampu memenuhi target beban sesuai *heat balance*. Penggunaan 3 *gas turbin* menyebabkan konsumsi bahan bakar yang lebih banyak daripada kombinasi 2-2-1, sehingga untuk beban total yang sama, pola variasi 2 lebih hemat bahan bakar. Karakteristik serupa juga ditunjukkan pada nilai *heat rate* hasil variasi 1 yang juga menggunakan pola kombinasi 2-2-1.

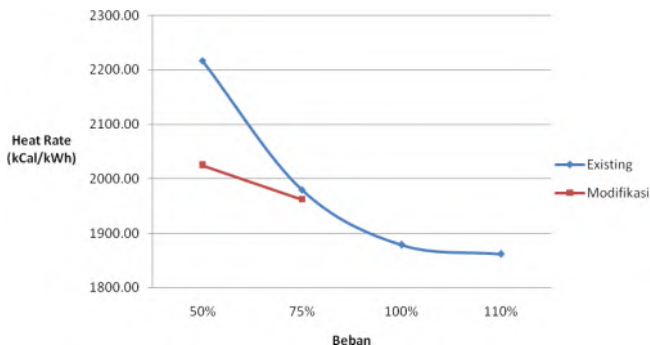
Dari Tabel 4.7 juga dapat dilihat bahwa modifikasi beban 50% variasi 2 menghasilkan nilai *heat rate* yang lebih rendah daripada variasi 1. Meskipun kedua variasi tersebut sama-sama menggunakan pola kombinasi 2-2-1, tetapi besarnya energi *fluegas* yang diumpankan ke HRSG berbeda. Berdasarkan Tabel 4.8 dapat dilihat bahwa kalor yang disuplai ke *combustor* pada

modifikasi variasi 2 lebih besar daripada variasi 1, atau dengan kata lain, bahan bakar yang disuplai lebih banyak. Namun daya yang dihasilkan pada modifikasi variasi 2 lebih besar daripada variasi 1. Selisih kenaikan daya pada variasi 2 ini lebih signifikan daripada kenaikan kalor yang disuplai, sehingga perhitungan nilai *heat rate* variasi 2 lebih besar daripada variasi 1.

**Tabel 4.8 Perbandingan Analisis Kalor dan Daya Turbin pada Modifikasi Pembebanan**

Modif. Beban	kW Daya GT1	kW Daya GT2	kW Daya GT3	kCal/h Q <sub>in</sub> Combustor	kW Q <sub>lepas</sub> fluegas	kW Q <sub>serap</sub> HRSG	kW Daya ST	kW Daya Total	kW Target Daya
50%(1)	5030.17	84248.89	84248.89	551714301.4	280240	278911.4	93372.27	266900.2	261645
50%(2)	5074.8	49794.98	117365.5	559610990.5	328263.5	326842.97	104146.7	276381.9	261645
75%	49794.98	84248.89	117365.5	802939351.2	468383.5	467327.88	157752.7	409162	396868

Modifikasi yang dilakukan pada pembebanan 75% juga berhasil menurunkan nilai *heat rate*. Kalor yang disuplai ke *combustor* pada skema modifikasi sebenarnya lebih besar daripada skema kondisi aktual. Namun daya yang dihasilkan *steam turbine* pada skema modifikasi juga lebih besar daripada kondisi aktual. Kenaikan daya ini lebih signifikan daripada kenaikan suplai bahan bakar yang dibutuhkan, sehingga nilai *heat rate* yang dihasilkan juga lebih rendah.



**Gambar 4.7** Grafik Nilai *Heat Rate* Hasil Simulasi dengan Modifikasi Beban *Gas Turbine*

## **LAMPIRAN**

Tabel A-1	Input Data Properties untuk Pemodelan PLTGU Skema 3-3-1
Tabel A-2	Resume Hasil Simulasi Cycle-Tempo PLTGU dengan Pembebanan 50%
Tabel A-3	Resume Hasil Simulasi Cycle-Tempo PLTGU dengan Pembebanan 75%
Tabel A-4	Resume Hasil Simulasi Cycle-Tempo PLTGU dengan Pembebanan 100%
Tabel A-5	Resume Hasil Simulasi Cycle-Tempo PLTGU dengan Pembebanan 110%
Tabel A-6	Resume Hasil Simulasi Cycle-Tempo PLTGU dengan Modifikasi Pembebanan 50% Versi Pertama
Tabel A-7	Resume Hasil Simulasi Cycle-Tempo PLTGU dengan Modifikasi Pembebanan 50% Versi Kedua
Tabel A-8	Resume Hasil Simulasi Cycle-Tempo PLTGU dengan Modifikasi Pembebanan 75%
Gambar A-9	Drawing Window Cycle-Tempo PLTGU dengan Pembebanan 50%
Gambar A-10	Drawing Window Cycle-Tempo PLTGU dengan Pembebanan 75%
Gambar A-11	Drawing Window Cycle-Tempo PLTGU dengan Pembebanan 100%
Gambar A-12	Drawing Window Cycle-Tempo PLTGU dengan Pembebanan 110%
Gambar A-13	Drawing Window Cycle-Tempo PLTGU dengan Modifikasi Pembebanan 50% Versi Pertama
Gambar A-14	Drawing Window Cycle-Tempo PLTGU dengan Modifikasi Pembebanan 50% Versi Kedua
Gambar A-15	Drawing Window Cycle-Tempo PLTGU dengan Modifikasi Pembebanan 75%



**A-1. Input Data Properties untuk Pemodelan PLTGU**  
**Skema 3-3-1**

No. App	Apparatus	Properties	Nilai	Satuan
Sub Sistem: Gas Turbine				
2	Sources Udara	POUT	1.013	bar
		TOUT	25	C
		DELM	428.912	kg/s
3	Compressor	POUT	13.4	bar
		ETHAI	0.9	
		ETHAM	0.95	
1	Sources Fuel	POUT	39.2	bar
		TOUT	25	C
		DELM	7.92167	kg/s
4	Combustor	EEQCOD	2	
		DELP	0.6	bar
		ESTOFR	15	kg/kg
		TREACT	1154	C
		PREACT	12.85	bar
6	Turbine	TUCODE	0	
		GDCODE	1	
		TOUT	523	C
		ETHAM	0.952	
Sub Sistem: HRSG				
7	HE (Superheater 2)	EEQCOD	1	
		DELP1	0	bar
		TOUT1	498	C
		PIN2	1.013	bar
		DELP2	0	bar
		TOUT2	507	C
8	HE (Superheater 1)	DELP1	0	bar
		TOUT1	453.5	C
		POUT2	1.013	bar
		TOUT2	452	C

No. App	Apparatus	Properties	Nilai	Satuan
14	HP Evaporator	DELP2	0	bar
		DELTL	11	C
10	HP Economizer 2	POUT1	71	bar
		DELP1	0	bar
		TOUT1	286	C
		DELP2	0	bar
16	LP Evaporator	POUT1	6.08	Bar
		DELP2	0	Bar
		DELTL	9	C
12	HP Economizer 1	POUT1	92.18	bar
		TOUT1	170	C
		DELP2	0	bar
		TOUT2	155	C
21	LP Economizer	POUT1	6.08	bar
		TOUT1	159.3	C
		DELP2	0.1	bar
		TIN2	170	C
		TOUT2	155	C
26	Preheater	DELP1	0	bar
		TOUT1	127.5	C
		TIN2	155	C
		TOUT2	105	C
9	Deaerator	PIN	3.5	bar
		TOUT	138.2	C
Sub Sistem: Steam Turbine				
29	HP Turbine	TUCODE	0	
		GDCODE	1	
		PIN	75	bar
		TIN	498	C
		ETHAM	0.99	

No. App	Apparatus	Properties	Nilai	Satuan
35	LP Turbine	TUCODE	0	
		GDCODE	1	
		PIN	5.491	bar
		TIN	168	C
		ETHAM	0.99	
36	Condenser	EEQCOD	2	
		DELP1	0	bar
		TOUT1	36.9	C
		PIN2	0.075413	bar
		DELP2	0	bar
		SATCOD	0	

## A-2. Resume Hasil Simulasi Cycle-Tempo PLTGU dengan Pembebanan 50%

delivered	No.	Apparatus	Type	Energy [kW]	Totals [kW]
Absorbed	1	Sink/Source	10	213701.80	
power	63	Sink/Source	10	213701.80	
	28	Sink/Source	10	213701.80	
					641105.38
Delivered	4	Generator	G	49794.98	
gross power	3	Generator	G	49794.98	
	1	Generator	G	49794.98	
	2	Generator	G	113567.78	
					262952.72
Aux. power	37	Pump	8	4920.62	
consumption	40	Pump	8	188.95	
	15	Pump	8	1267.87	
	49	Pump	8	5.06	
	52	Pump	8	1.27	
	19	Pump	8	1.27	
	76	Pump	8	1.27	
	27	Pump	8	6.25	
	86	Pump	8	5.06	
	87	Pump	8	5.06	
					6402.69
Delivered					
net power					256550.03
Efficiencies	gross			41.016 %	
	net			40.017 %	

### A-3. Resume Hasil Simulasi Cycle-Tempo PLTGU dengan Pembebanan 75%

delivered	No.	Apparatus	Type	Energy [kW]	Totals [kW]
Absorbed	1	Sink/Source	10	291404.16	
power	63	Sink/Source	10	291404.16	
	28	Sink/Source	10	291404.16	
					874212.50
Delivered	4	Generator	G	84248.89	
gross power	3	Generator	G	84248.89	
	1	Generator	G	84248.89	
	2	Generator	G	148832.14	
					401578.81
Aux. power	37	Pump	8	5267.48	
consumption	40	Pump	8	250.78	
	15	Pump	8	999.47	
	49	Pump	8	4.48	
	52	Pump	8	1.84	
	19	Pump	8	1.84	
	76	Pump	8	1.84	
	27	Pump	8	8.97	
	86	Pump	8	4.48	
	87	Pump	8	4.31	
					6545.48
Delivered					
net power					395033.34
Efficiencies	gross			45.936 %	
	net			45.187 %	

### A-4. Resume Hasil Simulasi Cycle-Tempo PLTGU dengan Pembebanan 100%

	No.	Apparatus	Type	Energy [kW]	Totals [kW]
Absorbed	1	Sink/Source	10	377789.44	
power	63	Sink/Source	10	377789.44	
	28	Sink/Source	10	377789.44	
					1133368.25
Delivered	4	Generator	G	117365.31	
gross power	3	Generator	G	117365.31	
	1	Generator	G	117365.31	
	2	Generator	G	196961.39	
					549057.31
Aux. power	37	Pump	8	7732.48	
consumption	40	Pump	8	345.62	
	15	Pump	8	2080.00	
	49	Pump	8	35.32	
	52	Pump	8	2.62	
	19	Pump	8	2.62	
	76	Pump	8	2.62	
	27	Pump	8	14.38	
	86	Pump	8	35.32	
	87	Pump	8	35.32	
					10286.31
Delivered					
net power					538771.00
Efficiencies	gross			48.445 %	
	net			47.537 %	

### A-5. Resume Hasil Simulasi Cycle-Tempo PLTGU dengan Pembebanan 110%

	No.	Apparatus	Type	Energy [kW]	Totals [kW]
Absorbed power	1	Sink/Source	10	391831.12	
	63	Sink/Source	10	391831.12	
	28	Sink/Source	10	391831.12	
					1175493.38
Delivered gross power	4	Generator	G	122270.46	
	3	Generator	G	122270.46	
	1	Generator	G	122270.46	
	2	Generator	G	207887.16	
					574696.56
Aux. power consumption	37	Pump	8	6058.10	
	40	Pump	8	353.41	
	15	Pump	8	3024.92	
	49	Pump	8	39.68	
	52	Pump	8	2.63	
	19	Pump	8	2.63	
	76	Pump	8	2.63	
	27	Pump	8	14.41	
	86	Pump	8	39.68	
	87	Pump	8	39.68	
					9577.74
Delivered net power					565120.81
Efficiencies	gross			48.890 %	
	net			48.075 %	

### A-6. Resume Hasil Simulasi Cycle-Tempo PLTGU dengan Modifikasi Pembebanan 50% Versi Pertama

	No.	Apparatus	Type	Energy [kW]	Totals [kW]
Absorbed power	1	Sink/Source	10	291404.16	
	63	Sink/Source	10	291404.16	
	28	Sink/Source	10	23845.32	
					606653.69
Delivered gross power	4	Generator	G	84248.89	
	3	Generator	G	5030.17	
	1	Generator	G	84248.89	
	2	Generator	G	93372.27	
					266900.22
Aux. power consumption	37	Pump	8	4935.26	
	40	Pump	8	157.86	
	15	Pump	8	689.88	
	52	Pump	8	0.00	
	19	Pump	8	4.53	
	76	Pump	8	4.53	
	27	Pump	8	10.91	
	87	Pump	8	7.94	
	88	Pump	8	0.00	
	89	Pump	8	7.45	
					5818.36
Delivered net power					261081.86
Efficiencies	gross			43.995 %	
	net			43.036 %	

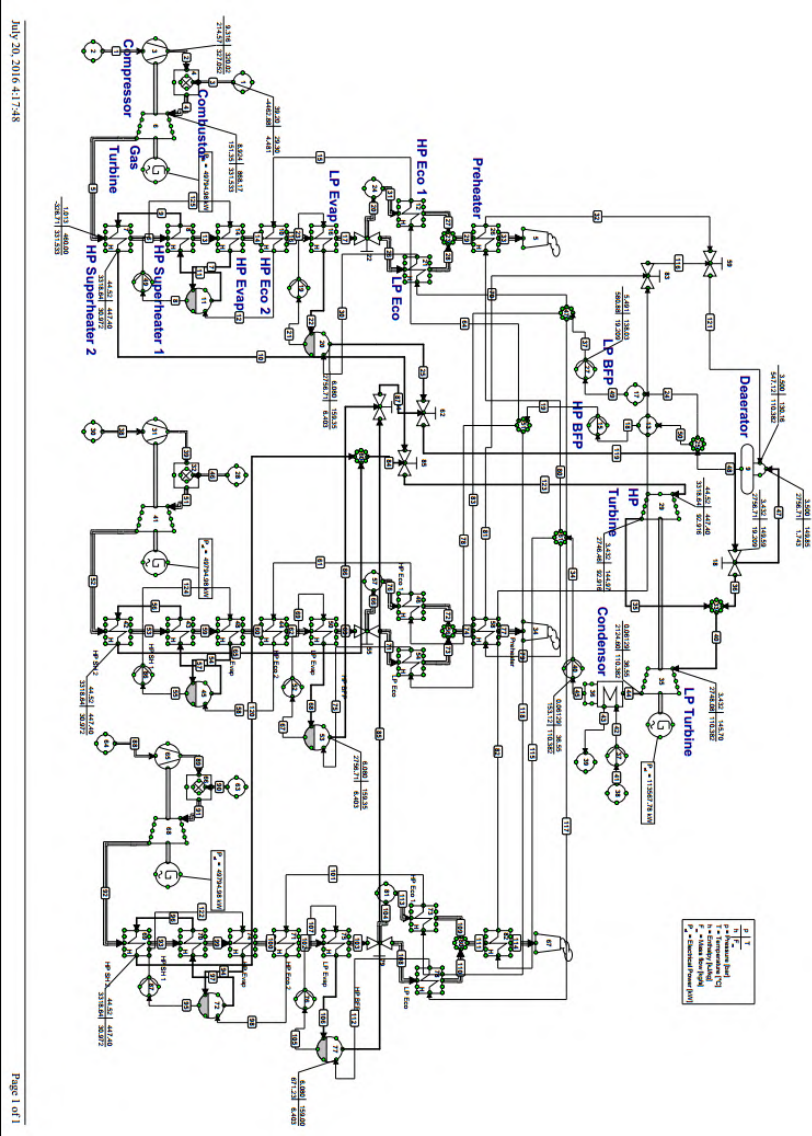
### A-7. Resume Hasil Simulasi Cycle-Tempo PLTGU dengan Modifikasi Pembebanan 50% Versi Kedua

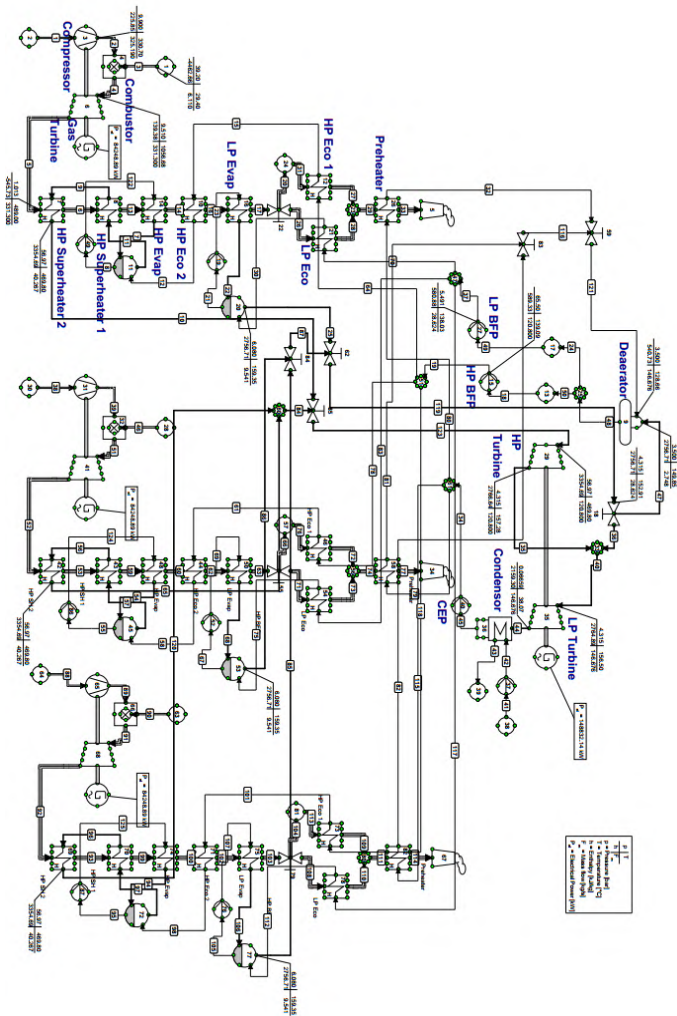
	No.	Apparatus	Type	Energy [kW]	Totals [kW]
Absorbed power	1	Sink/Source	10	377789.59	
	63	Sink/Source	10	213701.80	
	28	Sink/Source	10	23845.32	
					615336.69
Delivered gross power	4	Generator	G	49794.98	
	3	Generator	G	5074.80	
	1	Generator	G	117365.45	
	2	Generator	G	104146.66	
					276381.88
Aux. power consumption	37	Pump	8	4345.89	
	40	Pump	8	107.92	
	15	Pump	8	1029.98	
	52	Pump	8	0.00	
	19	Pump	8	5.80	
	76	Pump	8	1.76	
	27	Pump	8	10.69	
	87	Pump	8	12.40	
	88	Pump	8	0.00	
	89	Pump	8	7.47	
					5521.91
Delivered net power					270859.97
Efficiencies	gross			44.916 %	
	net			44.018 %	

### A-8. Resume Hasil Simulasi Cycle-Tempo PLTGU dengan Modifikasi Pembebanan 75%

	No.	Apparatus	Type	Energy [kW]	Totals [kW]
Absorbed power	1	Sink/Source	10	377789.59	
	63	Sink/Source	10	213701.80	
	28	Sink/Source	10	291404.16	
					882895.56
Delivered gross power	4	Generator	G	49794.98	
	3	Generator	G	84248.89	
	1	Generator	G	117365.45	
	2	Generator	G	157752.69	
					409162.00
Aux. power consumption	37	Pump	8	1309.84	
	40	Pump	8	209.85	
	15	Pump	8	2035.82	
	49	Pump	8	13.27	
	52	Pump	8	3.84	
	19	Pump	8	3.10	
	76	Pump	8	1.38	
	27	Pump	8	10.97	
	86	Pump	8	7.32	
	87	Pump	8	7.91	
					3603.30
Delivered net power					405558.69
Efficiencies	gross			46.343 %	
	net			45.935 %	

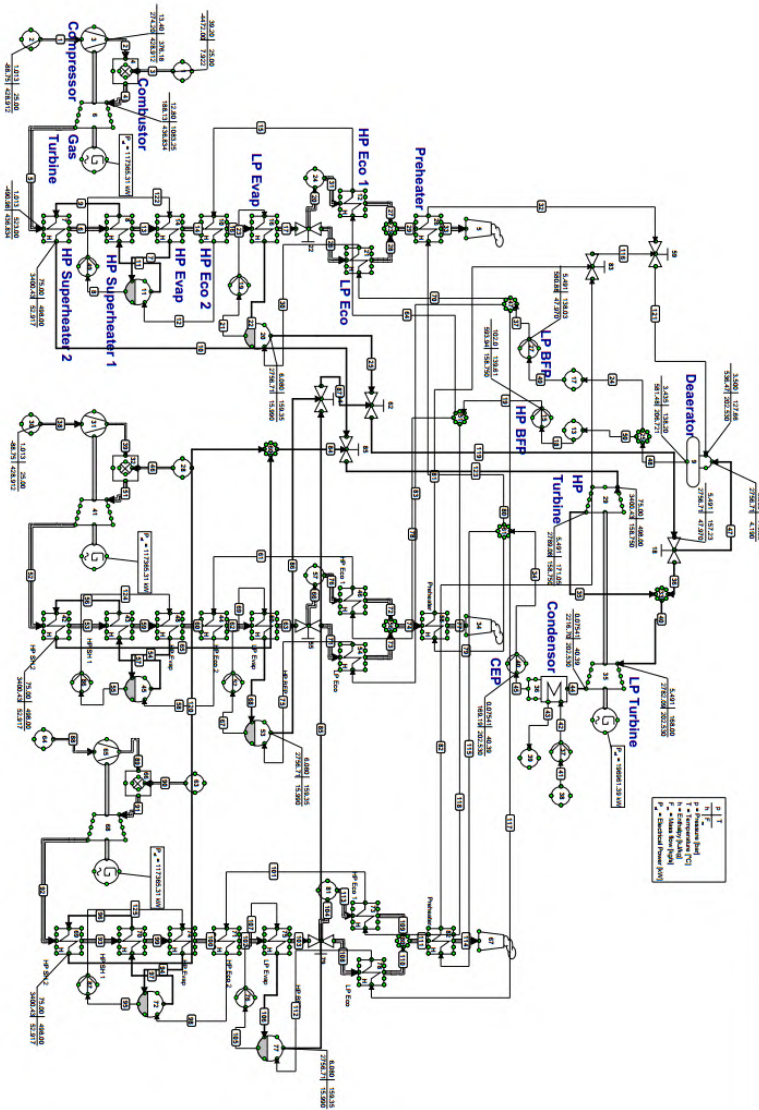
Gambar A-9     Drawing Window Cycle-Tempo PLTGU dengan  
Pembebanan 50%



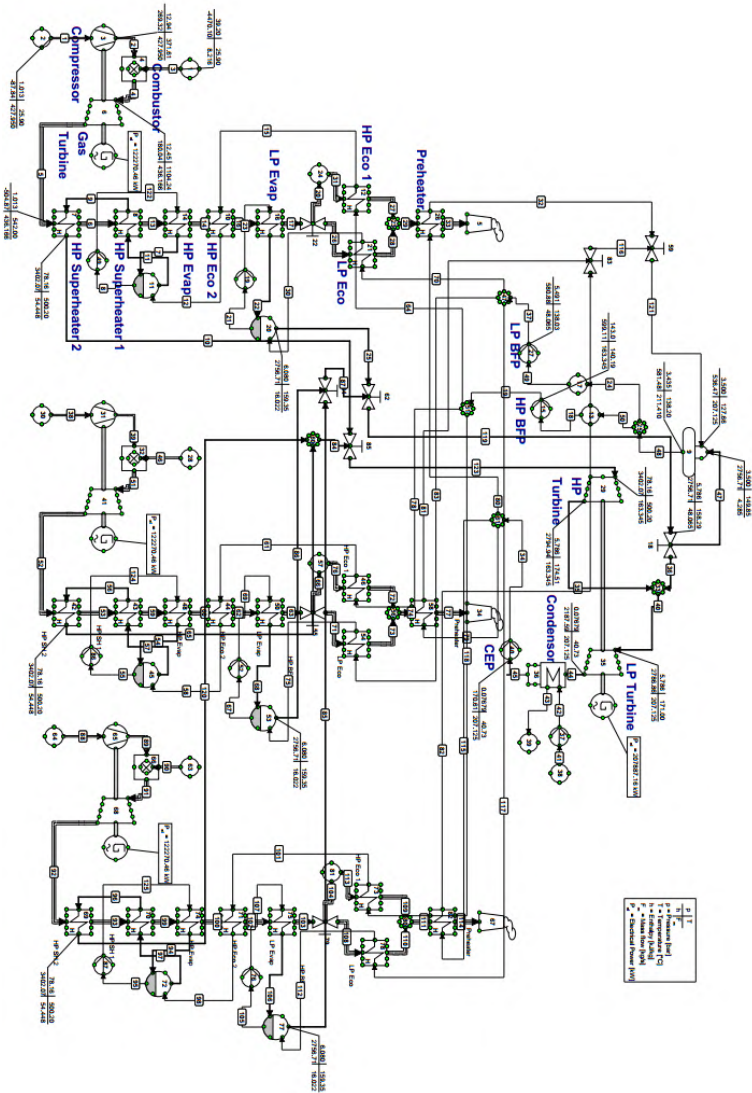




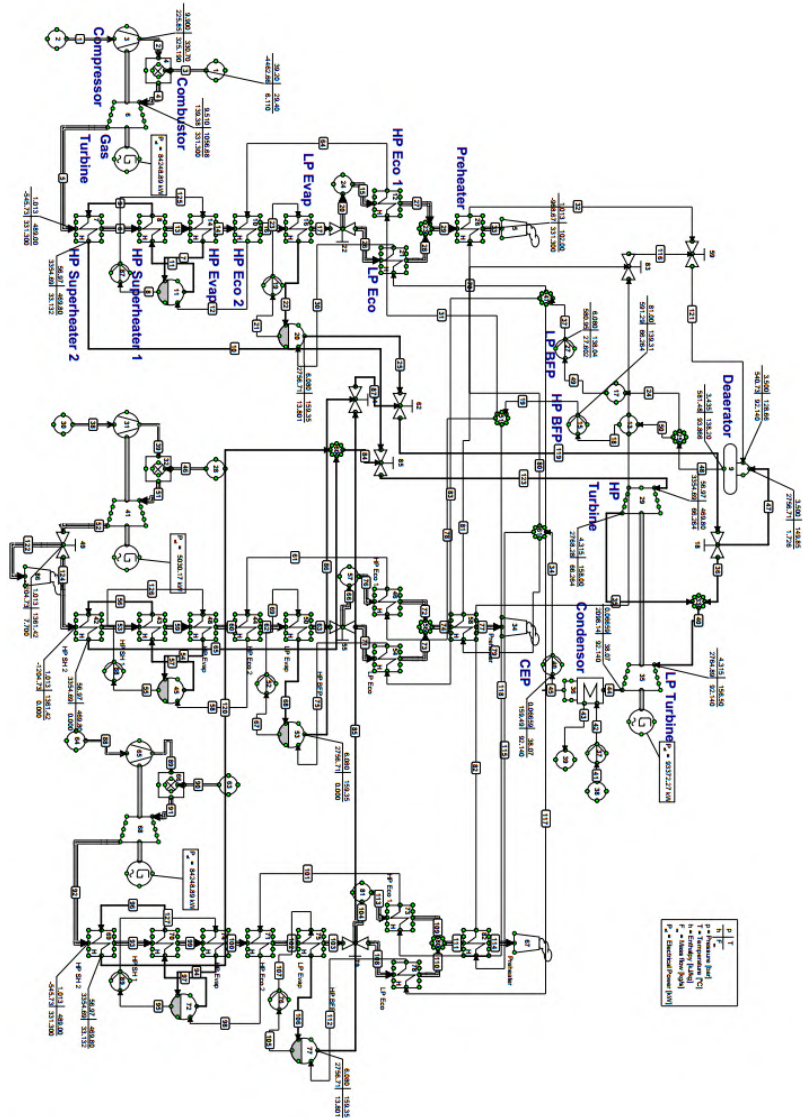
Gambar A-11 Drawing Window Cycle-Tempo PLTGU dengan Pembebanan 100%



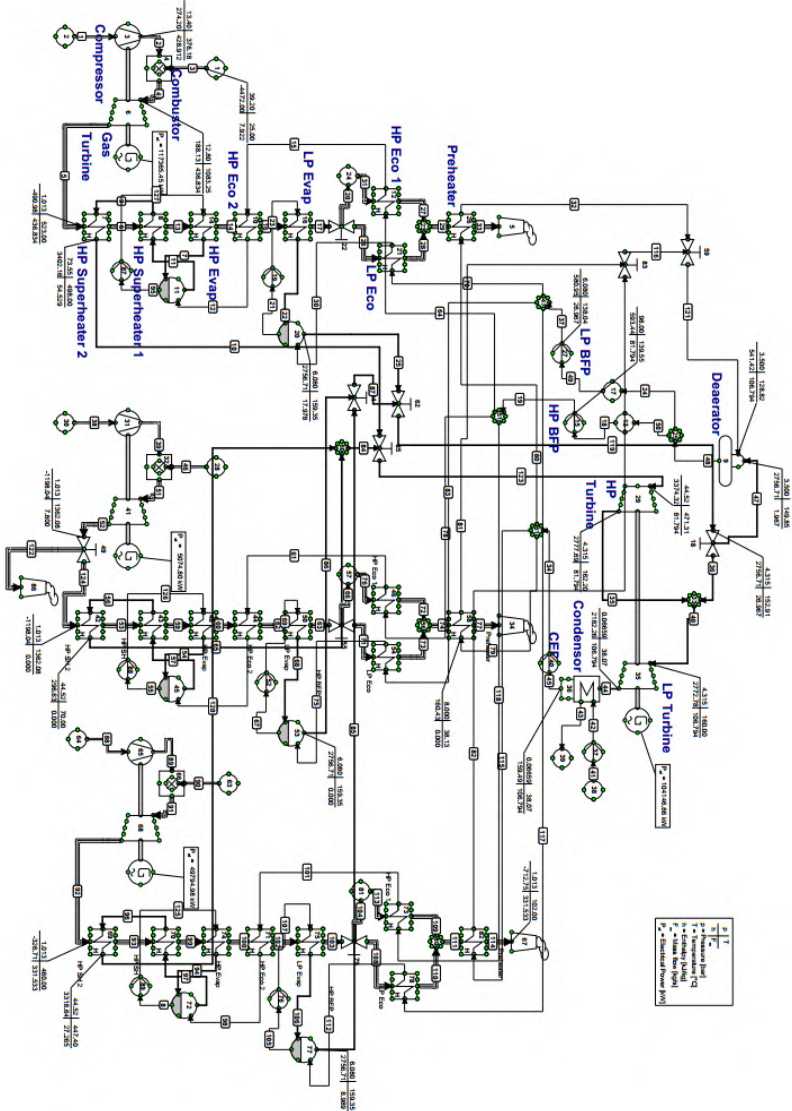
Gambar A-12 Drawing Window Cycle-Tempo PLTGU dengan Pembebanan 110%



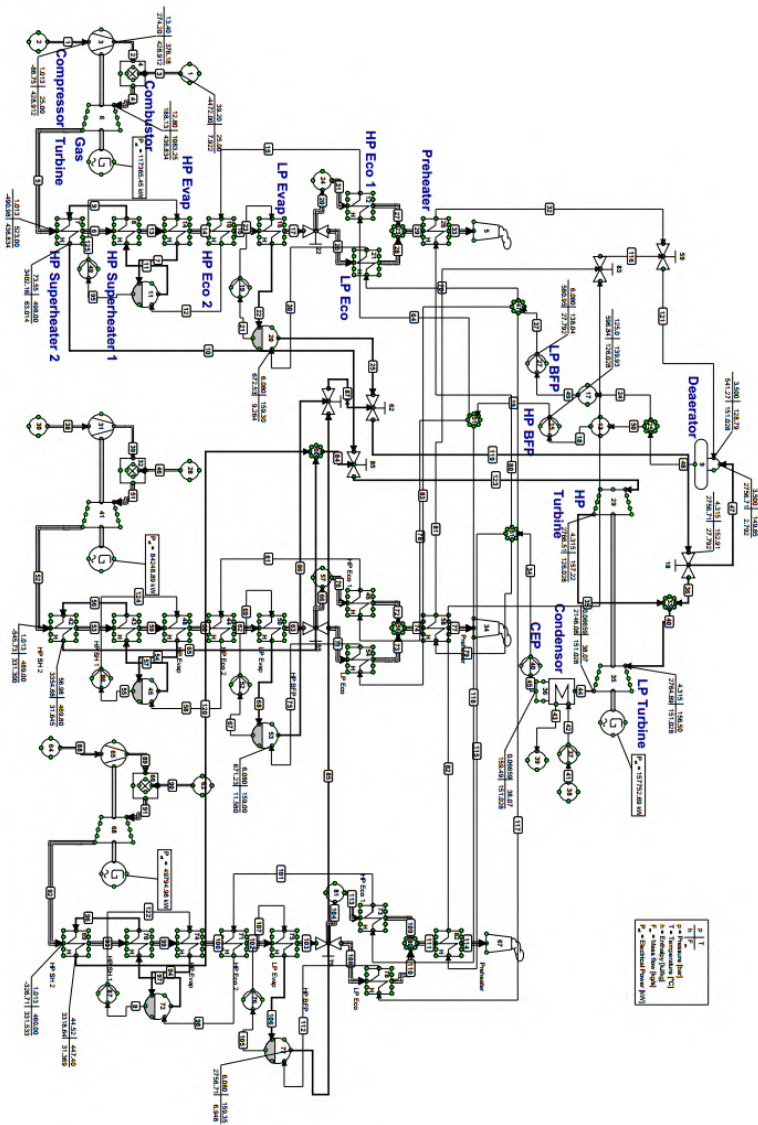
Gambar A-13 Drawing Window Cycle-Tempo PLTGU dengan Modifikasi Pembebanan 50% Versi Pertama



Gambar A-14 Drawing Window Cycle-Tempo PLTGU dengan Modifikasi Pembebanan 50% Versi Kedua



Gambar A-15 Drawing Window Cycle-Tempo PLTGU dengan Modifikasi Pembebanan 75%



## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan analisis pengaruh modifikasi pembebanan pada PLTGU PT PJB UP Gresik menggunakan *software* Cycle-Tempo, didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Simulasi PLTGU PT PJB UP Gresik berhasil dilakukan dengan nilai *error* paling tinggi sebesar 4.352 %, yaitu *error* laju aliran massa HP *steam* pada simulasi beban 100%.
2. Hasil simulasi menunjukkan bahwa nilai *heat rate* mengalami penurunan seiring dengan kenaikan pembebanan. Nilai *heat rate* tertinggi sebesar 2217.30 kCal/kWh terdapat pada beban 50%, sedangkan nilai *heat rate* terendah sebesar 1861.75 kCal/kWh terdapat pada beban 110%.
3. Dengan melakukan modifikasi pembebanan pada beban 50% dan 75%, nilai *heat rate* pada kedua beban tersebut menurun. Nilai *heat rate* pada modifikasi beban 50% sebesar 2024.77 kCal/kWh dan pada modifikasi beban 75% sebesar 1962.4 kCal/kWh.
4. Untuk pembebanan total yang sama, penggunaan dua buah *gas turbine* akan menghasilkan nilai *heat rate* yang lebih rendah daripada penggunaan tiga buah *gas turbine*.

## 5.2 Saran

Setelah melakukan analisis pengaruh modifikasi pembebanan pada PLTGU PT PJB UP Gresik menggunakan *software* Cycle-Tempo, terdapat beberapa saran diantaranya:

1. Pembuatan *heat balance* sebaiknya dibuat dengan data yang selengkap mungkin. Hal ini bertujuan untuk memudahkan evaluasi parameter performa pembangkit berdasarkan data *heat balance* baik yang berupa *commissioning* maupun *performance test* rutin.
2. Perlunya sosialisasi dan rekomendasi penggunaan *software* Cycle-Tempo sebagai alternatif *software* untuk simulasi siklus *powerplant*, baik di kalangan kampus maupun industri.



## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Moran, Michael J. Shapiro, Howard N. 2005. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. Chichester : John Wiley & Sons Ltd.
- [2] Incropera, Frank P. Dewitt, David P. Bergman, Theodore L. Lavine, Adrienne S. 2007. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Hoboken : John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd.
- [3] Kiameh, Philip. 2002. *Power Generation Handbook: Selection, Applications, Operation, and Maintenance*. New York : McGraw-Hill Professional.
- [4] Muttaqin, M. Iqbal. 2016. Simulasi *Combined Cycle Power Plant* 500 MW dengan Mode Konfigurasi Operasi 3-3-1 sebagai *Peak Load* dan *Base Load* dengan Menggunakan *Software Gatecycle*. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [5] Satiti, Sekar. 2016. Analisis Peforma PLTU versus Variasi Beban pada Turbin Uap menggunakan *Software Cycle Tempo*. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [6] Woudstra, N., Th. Woudstra, dan T.P. van der Stelt. 2002. *Manual Book of Cycle-Tempo*. Delft: TU Delft.



## BIODATA PENULIS



Rijal Fathoni lahir di Madiun pada 20 Januari 1994, merupakan anak ketiga dari empat bersaudara. Riwayat pendidikan penulis dimulai pada tahun 1999 di RA Masyithoh. Lalu penulis melanjutkan pendidikan di MI Islamiyah 02 Madiun, SMPN 1 Madiun, dan menyelesaikan pendidikan menengah atas di SMAN 2 Madiun. Penulis melanjutkan studi tingkat perguruan tinggi di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya, mengambil jurusan S1 Teknik Mesin. Selama belajar di bangku kuliah, penulis aktif di Organisasi Mahasiswa jurusan, Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin (LBMM) ITS, sebagai staff divisi Organisasi. Penulis juga aktif sebagai grader matakuliah Termodinamika II dan Koordinator Praktikum Perpindahan Panas periode Gasal 2015/2016. Penulis pernah melakukan Kerja Praktek di PT PJB UP Gresik, pada Unit Pemeliharaan Wilayah Timur (UPHT) bagian GT-HRSG pada tahun 2015. Untuk informasi lebih lanjut dan saran dapat menghubungi penulis melalui alamat email [fathonijank@gmail.com](mailto:fathonijank@gmail.com).